

T.C.  
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR OTOMOBİL RADYATÖRÜNDE FARKLI ORANLARDA SU-ETİLEN  
GLİKOL KARIŞIMININ KULLANIMININ ISI TRANSFER  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

BAHADIR GEMİCİOĞLU

TEMMUZ 2020

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalında** Bahadır GEMİCİOğLU tarafından hazırlanan BİR OTOMOBİL RADYATÖRÜNDE FARKLI ORANLARDA SU-ETİLEN GLİKOL KARIŞIMININ KULLANIMININ ISI TRANSFER PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOğU

Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Yahya DOğU\_\_\_\_\_

Üye : Doç. Dr. Mustafa KILIÇ\_\_\_\_\_

Üye (Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN\_\_\_\_\_

02/07/2020

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Recep ÇALIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**Aileme**



## ÖZET

### BİR OTOMOBİL RADYATÖRÜNDE FARKLI ORANLARDA SU-ETİLEN GLİKOL KARIŞIMININ KULLANIMININ ISI TRANSFER PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

GEMİCİOĞLU, BAHADIR

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

Temmuz 2020, 114 sayfa

Bu çalışmada bir otomobil radyatöründe akışkan olarak farklı karışım oranlarında su-etilen glikol karışımının kullanımının, radyatörün ısı transfer performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla, su içerisine hacimsel olarak etilen glikol ilave edilmiş ve etilen glikolün hacimsel oranı %0, %25, %50, %75 ve %100 olduğu durumlar için deneyler gerçekleştirilmiştir. Tüm bu karışım oranları için, akışkan giriş sıcaklığı 40-80 °C aralığında, akışkan giriş debisi 600-1320 litre/saat aralığında ve soğutma havası ise 1-4 m/s aralığında değiştirilmek üzere toplam 300 adet deney gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda etilen glikolün karışım oranının artması durumunda radyatörden gerçekleşen ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir. Ancak soğutma hava hızı, akışkanın giriş debisi ve radyatör giriş sıcaklığı arttıkça, gerçekleşen ısı transferinde de artış olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla radyatörlerde su yerine su-etilen glikol karışımının kullanılması durumunda, radyatör akışkanının donma nokta sıcaklığının aşağı çekilmesi sağlanırken, radyatörün ısı transfer performansının olumsuz olarak etkilendiği gözlemlenmiştir. Yapılan hesaplamalar neticesinde ısı transfer performansının en iyi olduğu durum yani 4 m/s hava hızı, %0EG, 80°C akışkan giriş sıcaklığı ve 1320 litre/saat akışkan giriş debisi koşulları temel alınarak çeşitli parametre değişimlerinin ısı transferi üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Yapılan irdelemeler neticesinde ortalama ısı transfer katsayısını temel alarak tüm ısı transferinin maksimum olduğu duruma göre

tüm parametre değerleri sabitken sırasıyla sadece EG oranının %100 olması durumunda %42,9751, sadece hava hızının 1 m/s olması durumunda %53,7479, sadece akışkan giriş sıcaklığının 40°C olması durumunda %15,481 ve sadece akışkan giriş debisinin 600 litre/saat olması durumunda ise %17,923 değerlerinde ısı transfer katsayısında azalmalar olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Etilen glikol, Antifriz, Otomobil radyatörü, Isı transferi



## ABSTRACT

### EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF USE OF WATER-ETHYLENE GLYCOL MIXTURE ON DIFFERENT RATIOS IN A CAR RADIATOR ON HEAT TRANSFER PERFORMANCE

GEMİCİOĞLU, Bahadır

Kırıkkale University

Graduate School of Natural And Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, M. Sc. Thesis

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

July 2020, 114 pages

In this study, the effects of the use of water-ethylene glycol mixture in different mixture ratios as fluid in an automobile radiator on the heat transfer performance of the radiator are investigated experimentally. For this purpose, volumetric ethylene glycol was added to the water and experiments were carried out in cases where the volumetric ratio of ethylene glycol was 0%, 25%, 50%, 75% and 100%. For all these mixing ratios, a total of 300 experiments were carried out to change fluid inlet temperature in the range of 40-80 °C, fluid inlet flow in the range of 600-1320 l/h and cooling air in the range of 1-4 m/s. As a result of the experiments, it was observed that the heat transfer from the radiator decreased if the mixture ratio of ethylene glycol increased. However, as the cooling air velocity, fluid inlet flow and radiator inlet temperature increase, it is determined that there is an increase in the heat transfer realized. Therefore, in the case of using a water-ethylene glycol mixture instead of water in the radiators, it was observed that the freezing point temperature of the radiator fluid was decreased while the heat transfer performance of the radiator was negatively affected. As a result of the calculations, the effects of various parameter changes on the heat transfer are examined based on the condition where the heat transfer performance is the best, namely 4 m/s air velocity, 0%EG, 80°C fluid inlet temperature and 1320 l/h fluid inlet flow conditions. As a result of the examinations, all the parameters based on the average heat transfer coefficient are constant, respectively, only if the EG ratio is 100% , only if the air velocity 1 m/s , only if the

fluid inlet temperature 40°C, only if the fluid inlet flow is 600 l/h. Respectively it has been found that there are reductions of mean heat transfer coefficients are 42.9751%, 53.7439%, 15.481%, 17.923%.

**Keywords:** Ethylene glycol, Antifreeze, Automobile Radiator, Heat Transfer



## TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezimi hazırlarken yaptığım araştırmalar ve deneyler sırasında yardımlarını esirgemeyen, bilgi, tecrübe ve görüşlerinden yararlandığım değerli danışman hocam, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN'a, tezimin deney düzeneğinin kurulması aşamasında bölümümüzün laboratuvar olanaklarından faydalanmamı sağlayan, değerli görüş, bilgi, tecrübe ve yönlendirmeleri ile tezime büyük katkı sağlayan Makine Mühendisliği Bölümü Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU hocama, tez çalışmalarım esnasında, bilimsel konularda daima yardımımı gördüğüm Arş. Ömer RESULLOĞULLARI, Arş. Gör. Türker AKKOYUNLU ve Arş. Gör. Hüsamettin TAN'a, tezimin birçok aşamasında yardım gördüğüm Arş. Gör. Dr. Alemdar ONGUN ve Mühendis Mahmut GÜLAP'a teşekkür ederim. Bu çalışma Kırıkkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir. Proje numarası 2019/057, Proje adı "Nanoakışkanların Otomobil Radyatöründe Kullanımının Deneysel Olarak İncelenmesi" dir.

# İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	vi
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	viii
<b>İÇİNDEKİLER DİZİNİ</b> .....	ix
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	x
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	xv
<b>SİMGELER DİZİNİ</b> .....	xvi
<b>KISALTALAR DİZİNİ</b> .....	xvii
<b>1.GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KURAMSAL BİLGİLER</b> .....	14
2.1. Isı Değişiriciler.....	14
2.2. Kanatçıklı Borulu Kompakt Isı Değişiriciler.....	16
2.3. Otomobil Soğutma Sistemi.....	17
2.4. Hava Soğutmalı Sistemler.....	17
2.5. Sıvı Soğutmalı Sistemler.....	17
2.6. Otomobil Radyatörleri.....	18
<b>3. MATERYAL VE METOT</b> .....	20
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtımı.....	20
3.2. Deneysel Çalışma Prosedürü.....	27
3.3. Matematiksel Bağıntılar.....	32
3.4. Belirsizlik Hesabı.....	36
3.5. Etkenlik Hesabı.....	38
3.6. Deneysel Bulguların Ampirik Bağıntılarla Mukayese Edilmesi.....	38
3.7. Deneysel Bulguların Analitik Yöntemle Mukayese Edilmesi.....	42
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR</b> .....	46
<b>5. SONUÇLAR</b> .....	97
<b>KAYNAKLAR</b> .....	100
<b>EKLER</b> .....	106

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Otomobil soğutma sistemi [28].....	14
2.2. Isı transfer şekline göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40] .....	15
2.3. Akışkan sayısına göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40].....	15
2.4. Akış şekline göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40] .....	15
2.5. Kanatçıklı borulu tip ısı esanjörü [28] .....	16
2.6. Yatay akışlı tip otomobil radyatörü [14].....	18
2.7. Dikey akışlı tip otomobil radyatörü [14].....	18
2.8. İki geçişli yatay akışlı tip otomobil radyatörü [14].....	19
3.1. Deney tesisatının akış şeması.....	20
3.2. Deney tesisatının 2 boyutlu gösterimi.....	20
3.3. Deney tesisatının farklı açılardan çekilmiş fotoğrafları .....	20
3.4. Deney düzeneğinde kullanılan temel ekipmanlar ve ölçüm cihazları a)Radyatör, b)Santrifuj Fan, c)Santrifuj Pompa, d)Varyak, e)Hotwire Anemometre, f)Pitot tüpü, g)Datalogger, h)Debimetre, ı)Takometre, j)Termostat, k)K Tipi Termokopul prob l) K Tipi Termokopul Kablo .....	23
3.5. Bu çalışmada incelenen otomobil radyatörünün 3 boyutlu katı model görünüşü	24
3.6. Radyatördeki bir adet borunun gösterimi.....	24
3.7. Radyatördeki bir adet kanatçığın (fin) gösterimi .....	24
3.8. Radyatördeki hava kanalının gösterimi.....	24
3.9. Sıcaklık okuma ekranını bilgisayar arayüzü .....	29
3.10. Hot wire tip anemometrenin bilgisayar arayüzü .....	29
3.11. Pitot tüpü bilgisayar arayüzü.....	30
3.12. 4 m/s hava hızı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik bağıntıların sonuçlarının karşılaştırılması .....	30
3.13. 2 m/s hava hızı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik bağıntıların sonuçlarının karşılaştırılması .....	30
3.14. %25EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması .....	41

3.15. %50EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması.....	41
3.16. %75EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması.....	42
3.17. %0EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması .....	43
3.18. %25EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması .....	43
3.19. %50EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması .....	44
3.20. %75EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması .....	44
3.21. %100EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması .....	45
4.1. 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $T_{out}$ grafiği.....	47
4.2. 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $T_{out}$ grafiği.....	48
4.3. 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $Q_{out}$ grafiği .....	49
4.4. 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $Q_{out}$ grafiği .....	49
4.5. 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi-Nu grafiği.....	50
4.6. 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi-Nu grafiği.....	51
4.7. 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $T_{out}$ grafiği.....	51
4.8. 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $T_{out}$ grafiği.....	52
4.9. 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $Q_{out}$ grafiği .....	53
4.10. 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $Q_{out}$ grafiği .....	53
4.11. 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Nu grafiği .....	54
4.12. 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Nu grafiği .....	54
4.13. 4 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için $T_{in}$ - $T_{out}$ grafiği.....	55
4.14. 2 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için $T_{in}$ - $T_{out}$ grafiği.....	56
4.15. 4 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için $T_{in}$ - $Q_{out}$ grafiği .....	56
4.16. 2 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için $T_{in}$ - $Q_{out}$ grafiği .....	57
4.17. 4 m/s hava hızında farklı giriş su debilerinde $T_{in}$ -Nu grafiği.....	58
4.18. 2 m/s hava hızında farklı giriş su debilerinde $T_{in}$ -Nu grafiği.....	58
4.19. 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}$ - $T_{out}$ grafiği .	59

4.20. 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}-T_{out}$ grafiği	59
4.21. 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}-Q_{out}$ grafiği	60
4.22. 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}-Q_{out}$ grafiği	61
4.23. 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}-Nu$ grafiği	62
4.24. 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre $T_{in}-Nu$ grafiği	62
4.25. 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $T_{out}$ grafiği	63
4.26. 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $T_{out}$ grafiği	63
4.27. 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $Q_{out}$ grafiği	64
4.28. 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $Q_{out}$ grafiği	65
4.29. 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $Nu$ grafiği	66
4.30. 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı- $Nu$ grafiği	66
4.31. 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $T_{out}$ grafiği	67
4.32. 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $T_{out}$ grafiği	67
4.33. 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Q_{out}$ grafiği	68
4.34. 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Q_{out}$ grafiği	69
4.35. 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Nu$ grafiği	69
4.36. 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Nu$ grafiği	70
4.37. 80°C giriş koşulu için 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $T_{out}$ grafiği	71
4.38. 70°C giriş koşulu için 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $T_{out}$ grafiği	71
4.39. 80°C giriş koşulunda 2 m/s hava hızı için akışkan debisi - $T_{out}$ grafiği	72
4.40. 80°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$ grafiği	73
4.41. 70°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$ grafiği	74
4.42. 80°C giriş 2 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$ grafiği	74
4.43. 80°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$ grafiği	75
4.44. 70°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$ grafiği	76
4.45. 80°C giriş 2 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$ grafiği	76
4.46. 80°C giriş koşulunda 4 m/s fan hızı için akışkan debisi- $Nu$ grafiği	77
4.47. 70°C giriş koşulunda 4 m/s fan hızı için akışkan debisi- $Nu$ grafiği	78
4.48. 80°C giriş 2 m/s fan hızı için akışkan debisi- $Nu$ grafiği	78
4.49. 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $T_{out}$ grafiği	79
4.50. 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $T_{out}$ grafiği	80
4.51. 70°C giriş 1080 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $T_{out}$ grafiği	80

4.52. 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $Q_{out}$ grafiği .....	81
4.53. 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $Q_{out}$ grafiği .....	82
4.54. 70°C giriş 1080 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $Q_{out}$ grafiği .....	82
4.55. 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisi için hava hızı- $h_{ort}$ grafiği .....	83
4.56. 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisi için hava hızı- $h_{ort}$ grafiği.....	84
4.57. 70 °C giriş 1080 litre/saat akışkan debisi için hava hızı- $h_{ort}$ grafiği .....	84
4.58. 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $T_{out}$ grafiği .....	85
4.59. 2 m/s hava hızı için 600 liter/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $T_{out}$ grafiği .....	86
4.60. 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $T_{out}$ grafiği .....	86
4.61. 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $Q_{out}$ grafiği .....	87
4.62. 2 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $Q_{out}$ grafiği .....	88
4.63. 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $Q_{out}$ grafiği .....	88
4.64. 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $h_{ort}$ grafiği .....	89
4.65. 2 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $h_{ort}$ grafiği .....	90
4.66. 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı- $h_{ort}$ grafiği .....	90
4.67. 4 m/s hava hızı ve 80°C giriş sıcaklığında farklı akışkan debileri için EG oranı- $h_{ort}$ grafiği .....	91
4.68. 2 m/s hava hızı 80°C giriş sıcaklığında, farklı akışkan debileri için EG oranı- $h_{ort}$ grafiği .....	92
4.69. 4 m/s hava hızı 70°C giriş sıcaklığında, farklı akışkan debileri için EG oranı- $h_{ort}$ grafiği .....	92
4.70. 80°C giriş sıcaklığı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızları için EG oranı- $h_{ort}$ Grafiği .....	93

4.71. 80°C giriş sıcaklığı ve 840 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızlarında EG oranı-h <sub>ort</sub> grafiği .....	94
4.72. 70°C giriş sıcaklığı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızlarında EG oranı-h <sub>ort</sub> grafiği .....	94
4.73. 4 m/s hava hızı ve 600 litre/saat akışkan debisinde için farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı-h <sub>ort</sub> grafiği .....	95
4.74. 4 m/s hava hızı ve 840 litre/saat akışkan debisinde, farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı-h <sub>ort</sub> grafiği .....	95
4.75. 2 m/s hava hızı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı-h <sub>ort</sub> grafiği .....	96



## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Deneysel sistemi oluşturan elemanlar ve kullanım amaçları .....	26
3.2. Deneysel sistemi oluşturan elemanların marka ve modelleri.....	27
3.3. Örnek bir çalışma (4 m/s hava hızı akışkan tipi olarak su) için data tablosu.....	31
3.4. Örnek bir çalışma (4 m/s hava hızı akışkan tipi olarak su) için termofiziksel özellik tablosu .....	32
3.5. Parametrelerin belirsizliği .....	36
3.6. 600 litre/saat hacimsel debide 70°C su girişi için ve 4 m/s fan hızındaki veriler	37
3.7. Hesaplanan parametreler .....	37
4.1. Deney matrisi .....	46
5.1. 5 farklı durum için çalışma koşulları .....	98
5.2. Değiştirilen parametrelerin ortalama ısı transfer katsayısının yüzdece (%) azaltıcı etkisi.....	98

## SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m <sup>2</sup> )
c <sub>p</sub>	Özgül ısı (J/kgK)
C <sub>r</sub>	Kapasite Oranı
D <sub>h</sub>	Hidrolik Çap (m)
F	Logaritmik sıcaklık doğrulama faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
k	Isıl iletkenlik katsayısı (W/mK)
m	Kütleli debi (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı
Q̇	Isı transferi (kW)
P	Çevre
Pr	Prandtl Sayısı
R	Isıl direnç (K/W)
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık (°C, K)
T <sub>∞</sub>	Çevre sıcaklığı (°C, K)
T <sub>s</sub>	Yüzey sıcaklığı (°C, K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>ort</sub>	Ortalama ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
V	Hız (m/s)
Ṁ	Hacimsel debi (m <sup>3</sup> /s)
w	Açısal hız (rad/s), belirsizlik
W	Enerji/Isı geçişi (J/s)
Δ	İlgili parametrenin değişimi
ΔT <sub>lm</sub>	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
μ	Dinamik viskozite (Pas) veya (kg/ms)
ρ	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
ν	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)
ε	Esanjör Etkenliği

## KISALTALAR DİZİNİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
EG	Etilen Glikol
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
NTU	Number Transfer Unit



## 1.GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar çalışmaları esmasında yüksek sıcaklıklara ulaşabilmektedir. Bu durum motorun çalışma performansını düşürmekle beraber, oluşan ısı gerilmeler ve sürtünmeler nedeniyle motorun ömrünü de kısaltabilmektedir. Dolayısıyla motorların güvenli çalışma sıcaklıklarına kadar soğutulması ve bu sıcaklıklarda tutulabilmesi büyük önem arz emektedir. Bu amaçla, içten yanmalı motorlarda genellikle sıvı ile soğutma sistemleri tercih edilir. Sıvı ile soğutma sistemleri, motorun çalışması sırasında oluşan yüksek ısının motorun soğutma kanallarında dolaşan akışkana transfer edilmesi ve motor sıcaklığının azaltılması prensibi ile çalışır.

Bu soğutma sistemlerinde soğutma performansını etkileyen en kritik elemanlardan biri de radyatördür. Radyatörler ısı eşanjörü olarak görev yaparlar. Radyatörün iç borularından yüksek sıcaklıktaki akışkan geçerken, radyatörün dış yüzeyine ise bir fan aracılığı ile soğuk hava gönderilir. Bu sayede, akışkan ile hava arasında bir ısı transferi gerçekleşir ve akışkanın sıcaklığı düşer. Radyatörden çıkan soğuk akışkan, bir pompa vasıtasıyla yeniden motora gönderilerek soğutma işlemi sürdürülür.

Literatür incelendiğinde, otomobil radyatörleri üzerine yapılmış pek çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda özellikle soğutucu akışkanın giriş debisi, giriş sıcaklığı, akışkan tipi, hava debisi, radyatörün kanatçık geometrisi, boru düzeni vb. üzerine odaklanmış olduğu görülmektedir. Bu çalışma konusu ile ilgili literatür detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmaların birçoğunda radyatör akışkanı olarak sabit karışım oranında karıştırılmış su+etilen glikol kullanıldığı veya bu karışıma ilave olarak nanopartikül eklendiği görülmüştür. İncelenen çalışmaların bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Harsh ve ark. [1] bir otomobil radyatöründe nanoakışkan kullanımının ısı transfer karakteristikleri üzerine olan etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında etilen glikol-su karışımını baz akışkan olarak belirlemişler ve nanopartikülleri bu karışım içerisine ilave etmişlerdir. Akışkan debisini 4-7 lt/dk aralığında değiştirerek ve hava debisini ise 4,9 m/s de sabit tutarak deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Nanopartikül olarak Cu ve TiO<sub>2</sub> eklemiştir. Sonuç olarak, nanoakışkan kullanımının toplam ısı transfer

katsayısında %24,5 ve ısı transfer oranında ise %13,9'luk bir iyileştirme gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Ponangi ve ark. [2] otomobil radyatöründe carboxyl graphene nanoakışkanını kullanarak ısı performans incelemesi yapmışlardır. Bu amaçla geleneksel Etilen glikolun kullanıldığı baz akışkana, karboksil-grafen nano malzemesini ilave etmişlerdir. Sonuç olarak Nusselt sayısı ve radyatör etkinliğinde iyileşme gözlemlenmişler, fakat bu sonuçlara dayanarak radyatör tasarımını değiştirmenin mümkün olmadığını belirtmişlerdir. Nanoakışkanın kullanımının basınç düşüşüne de çok az bir etkisinin olduğunu belirtmişlerdir.

Said ve ark. [3] nanoakışkan kullanarak otomobil radyatörünün soğutma performansını artırmayı amaçlamışlardır. Bu amaçla %50-%50 su-etilen glikol karışımı içerisine katılmış olan  $Al_2O_3$  ve  $TiO_2$  nanopartiküllerini incelemişlerdir. Termofiziksel özellikler (boyut, yoğunluk, viskozite, termal iletkenlik, aşındırıcı davranış) üzerine kapsamlı bir inceleme yapmışlardır. Sonuç olarak, soğutucu akışkan olarak % 0,3 hacimsel konsantrasyondaki  $Al_2O_3$  kullanımının radyatörün termal performansını yaklaşık % 24,21 oranında artırdığını belirtmişlerdir.

Habibian ve ark. [4] otomobil radyatörlerindeki kanatlı borulu tip ısı esanjörün performansına, kanatçık şekli, antifriz ve nanopartikülün etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, üç farklı tipte kanatçık tasarımı belirlemişler ve elde ettikleri sonuçları düz kanatçık tipiyle karşılaştırmışlardır. Ayrıca %40-%50-%60 hacimsel oranlarındaki antifrizin etkisini incelemişlerdir. Diğer kanatçık tipleriyle mukayese edildiğinde panjurlu tip kanatçığın en yüksek ısı transfer oranında olduğunu, düz kanatçığa göre %24,6 iyileşme sağladığını belirlemişlerdir. Antifriz ilavesinin ısı transfer oranını düşürdüğünü nanopartikül ilavesinin ise artırdığını gözlemlenmişlerdir.

Elsaid [5] bir içten yanmalı motorun radyatöründe  $Co_3O_4$  ve  $Al_2O_3$  nanoakışkanlarının kullanımının ısı transfer performansı ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerinde partikül karışım oranını %0,02-0,2 aralığında

değiştirmiştir. Ayrıca baz akışkanın etilen glikol/su oranı ise sırasıyla %0-100, %10-90 ve %20-80 olacak şekilde değiştirmiştir. Sonuç olarak kobalt oksit bazlı nanoakışkan kullanımının, alümina bazlı nanoakışkan kullanımına oranla daha yüksek termal performansa ulaştığını gözlemlemiştir. Yüksek Reynolds sayısı ve düşük konsantrasyon oranlarında, daha yüksek performans değerleri gözlemlemiştir. Soğutucu akışkan içindeki etilen glikol ilave oranının artırılmasının, saf suya göre Nusselt sayısını azaltıcı, pompalama gücünü ise artırıcı yönde etki yaptığını belirtmiştir.

Sandhya ve ark. [6] otomobil radyatörünün soğutma performansını, etilen glikol su bazlı TiO<sub>2</sub> nanoakışkanı kullanarak arttırmayı hedeflemişlerdir. Çalışmalarında TiO<sub>2</sub> nanoakışkanının zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısını deneysel olarak ölçmüşler ve baz akışkan verileriyle karşılaştırmışlardır. Baz akışkan olarak %60 su %40 glikol karışımını kullanmışlar ve bu karışıma TiO<sub>2</sub> partikülü ekleyerek %0,1, %0,3 ve %0,5 hacimsel konsantrasyonlar için deneyler yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda radyatöre giren akışkanın hızının artışının ısı transfer performansını iyileştirdiği, fakat radyatöre giren akışkan sıcaklığının artışının pek bir etkisinin olmadığını belirtmişlerdir.

Selvam ve ark. [7] grafen bazlı karışımların otomobil radyatöründeki toplam ısı transfer katsayısının gelişimini incelemişlerdir. Baz sıvı olarak hacimce %70 su %30 etilen glikol karışımı kullanmışlardır. Deneylerini 5 farklı akışkan debisi ve 2 farklı giriş sıcaklığı için farklı konsantrasyon oranlarındaki akışkanlar için tekrarlamışlardır. Nanoakışkanın kütleli debisinin, giriş sıcaklığının ve grafen oranının artışı ile ısı transfer katsayısının arttığını belirtmişlerdir.

Nambeesan ve ark. [8] bir otomobil radyatöründe su-etilen glikol baz akışkanına Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ilave etmişler ve ısı transferini artırmak için deneysel olarak çalışmışlardır. Etilen glikol+su karışımını 90/10 ve 80/20 karışım oranları için incelemişler ve gerçekleşen ısı iletiminde sırasıyla %20 ve %25 oranında düşüş gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Ayrıca 80/20'lik baz akışkan karışımına hacimce %0,1'lik Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> partikülü eklemişler ve bu durumda ısı transfer performansının %37 oranında iyileştiğini belirtmişlerdir. Sonuç olarak, soğutucu akışkanın etilen glikol ilave oranının artması ile radyatörün ısı

transfer performansının azaldığını, nanopartikül ilave edilmesi ile ise arttığını gözlemlemişlerdir.

Karimi ve Afrand [9] hava soğutmalı ısı eşanjörlerinin ısı performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Eşanjörün dışından hava içinden ise MgO-MWCNTs/EG hibrit nanoakışkanı geçtiğini kabul etmişlerdir. Farklı boru geometrileri, akışkan konsantrasyonları, giriş sıcaklıkları için analizler yapmışlardır. Analizlerinin sonunda dikey borulu radyatörün yatay boruluya göre %10 daha verimli olduğunu gözlemlemişlerdir. Ek olarak dairesel borulu ısı eşanjöründe %25 daha az basınç düşümü gerçekleştiğini, elips borulu da ise %10 daha fazla Nusselt sayısı değerine ulaşıldığını belirtmişlerdir. Sonuçlar nanoakışkan konsantrasyonundaki artışın Nusselt sayısını ve basınç düşümünü artırdığını göstermektedir.

Subhedar ve ark. [10]  $Al_2O_3$ /Su-Mono etilen glikol akışkanın bir otomobil radyatöründe kullanımının ısı transfer potansiyelini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, hacimsel olarak %50-%50 oranında su ve mono etilen glikol karışımını ana akışkan olarak belirlemişlerdir. Bu ana akışkana ise  $Al_2O_3$  partikülü eklemişlerdir. Deneylelerini %0,2-%0,8 hacimsel karışım oranı aralığı, 4-9 litre/dk soğutucu akışkan hacimsel debi aralığı ve 65-85 °C akışkan giriş sıcaklığı aralığı için tekrarlamışlardır. Sonuç olarak  $Al_2O_3$  partikülü ilavesinin radyatörün ısı transfer performansını artırdığını belirtmişlerdir. Nanoakışkanın %0,2 olan en düşük hacimsel konsantrasyon oranında, %30'luk en yüksek ısı transfer artışı gözlemlemişlerdir.

Goudarzi ve ark. [11] bir otomobil radyatöründe  $Al_2O_3$ -Etilen Glikol kullanımına ek olarak tel bobin ilavesinin ısı transfer üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.  $Al_2O_3$  hacimsel konsantrasyonunun %0,08, %0,5 ve %1 olduğu durumlar üzerine yoğunlaşmışlardır. Sonuç olarak bobin tel kullanımının ısı transferini yaklaşık olarak %9 oranında artırdığını tespit etmişlerdir.

Tijani ve ark. [12] bir otomobil radyatöründe su/etilen glikol ve  $Al_2O_3$ /CuO bazlı akışkanın kullanılması durumunda, termofiziksel özellikleri ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında her biri %50'lik konsantrasyonlarda baz akışkan olarak etilen glikol ve su karışımını kullanmışlardır.

$\text{Al}_2\text{O}_3$  ve  $\text{CuO}$  partiküllerini %0,05, %0,15 ve %0,3 konsantrasyon oranlarında baz akışkana ilave ederek ısı transfer karakteristiklerini değerlendirmeye çalışmışlardır. Sonuç olarak, en yüksek ısı transfer performansının  $\text{CuO}$  ilavesi ile gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Baz akışkana  $\text{CuO}$  ilave edilmesi durumunda ısı transfer katsayısını  $36384,41 \text{ W/m}^2\text{K}$ , ısı iletkenlik katsayısını  $1,241 \text{ W/m K}$ , Nusselt sayısı  $208,71$  ve ısı transfer oranı ise  $28,45 \text{ W}$  olarak belirlemişlerdir.

Soylu ve ark. [13]  $\text{Cu}$  ve  $\text{Ag}$  katkılı  $\text{TiO}_2$  bazlı akışkanın bir otomobil radyatöründeki ısı transfer performansının iyileştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Saf  $\text{TiO}_2$ , %0,1  $\text{Ag}$  katkılı  $\text{TiO}_2$ , %0,3  $\text{Ag}$  katkılı  $\text{TiO}_2$  ve %0,1  $\text{Cu}$  katkılı  $\text{TiO}_2$  olacak şekilde 5 farklı partikül tipini ele almışlardır. Bu partikülleri %50-%50 hacimsel oranda olan su-etilen glikol karışımına %0,3, %0,5, %1 ve %2 oranlarında eklemişlerdir. Çalışmalarını hem deneysel hem de teorik olarak değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak, soğutucu akışkana  $\text{Ag}$  katkısı ilave etmenin ısı transfer özelliklerini iyileştirdiğini belirtmişlerdir.

Canbolat [14] otomobil radyatörlerinde ısı transfer performansını sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmasında otomobil radyatörünün enini ve boyunu sabit tutarak boru sayısı, boru çapı, hava hızı, kanatçık sayısı ve kanatçık malzemesi gibi değişkenleri kullanarak radyatörün ısı performansını bir HAD (CFD) paket programı kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Hava hızı, boru sayısı, boruların çapı ve kanatçık sayısındaki artışın otomobil radyatörünün ısı transferini arttığını tespit etmiştir. Esanjör malzemesi olarak bakır kullanımının, alüminyum kullanımına göre ısı transfer performansı olarak daha iyi sonuç verdiğini gözlemlemiştir.

Malapure ve ark. [15] panjurlu tip kompakt ısı esanjöründe akışkan akışını ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında tek sıralı ve çift sıralı panjurlu tip ısı esanjörlerini ele almışlardır. Simülasyonlarını çeşitli panjur kademeleri, panjur açıları, kanatçık kademeleri, boru kademeleri ve farklı Reynolds sayıları için farklı geometriler için yapmışlardır.

Isı esanjörünün hava tarafı performansını Stanton sayısı ve sürtünme katsayısını hesaplayarak değerlendirmişlerdir. Buldukları sonuçları deneysel bir çalışmayla karşılaştırmışlar ve iyi bir eşleşme olduğunu gözlemişlerdir.

Nuntaphan ve ark. [16] panjurlu tip ısı esanjörlerinde eğim açısının doğal konveksiyonun ısı performansına etkisini incelemişlerdir. Esanjörün ısı performansının kanatçığın, panjurun, borunun ve eğim açısının arasındaki etkileşimle bağlantılı olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transfer performansının eğim açısının artmasıyla genellikle düştüğünü belirlemişlerdir. Eğim açısının 30°-45° olduğu durumlarda ısı transfer performansının önemli ölçüde arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca boru sıra sayısı arttıkça ısı transfer performansının azaldığını tespit etmişlerdir.

Vaisi ve ark. [17] kompakt tip bir panjurlu ısı değiştiricisinde geometrinin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Test örneklerini iki tip kanatçık konfigürasyonundan oluşacak şekilde tasarlamışlardır. Çalışmalarının sonucunda, panjur tip kanatçıkların simetrik yerleşiminde asimetrik yerleşim düzenine göre %9,3'lük ısı transfer performansında artış ve %18,2'lik basınç kaybında azalış olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca sabit ısı transfer oranı ve basınç düşümü için kanatçıkların simetrik yerleşimi durumunda, kanatçık ağırlığında %17,6'lık bir azalma tespit etmişlerdir. Sonuç olarak panjur tip kanatçık konfigürasyonunun ısı transferi ve basınç kaybında dominant bir etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Leu ve ark. [18] kanatçıklı-boru tipi ısı esanjöründe oval ve dairesel boru konfigürasyonunun etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Geometrik parametre olarak panjur açısı, panjur kademesi ve panjur uzunluğu incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, basınç kaybının panjur açısıyla artma eğiliminde olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ısı transfer performansı için optimum değer, ısı sınır tabaka gelişiminin farklılığından dolayı panjurun alt ve üst yüzeylerinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Isı transfer ve sürtünme performansının panjur uzunluğuyla arttığını tespit etmişlerdir.

Cuevas ve ark. [19] düz borulu ısı değiştiricisinin ısı-hidrolik performansını incelemişlerdir.

Çalışmalarında glikol-su karışımını hacimce yüzde 60/40 oranlı, su debisini 100-7800 l/h ve besleme sıcaklığını 90°C olarak belirlemişlerdir. Soğutma havasının sıcaklığı 20°C, hızı ise 0,5-7 m/s aralığında olacak şekilde testleri yapmışlardır. Isı esanjörünün termohidrolik performansını literatür ile kıyaslamışlar ve yapmış oldukları tahminin

literatürdeki klasik hesaplamaların sistem performansına göre %10 oranında düşük çıktığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yaptıkları yarı-ampirik modelin deneysel ısı transfer katsayısını belirlemede literatür ile örtüşüğünü belirtmişlerdir.

Karthik ve ark. [20] kanatçıklı düz borulu kompakt tip bir ısı esanjörünü deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanarak analiz etmişlerdir. Analizlerini esanjörün ön yüzüne vuran farklı hız değerleri için ve geometrik olarak çeşitli kanatçık kademesi, enlemesine boru kademesi, boylamasına boru kademesi, panjur kademesi ve panjur açısı olacak şekilde yapmışlardır. Esanjörün hava tarafı performansını Colburn faktörü (j) ve Fanning sürtünme faktörü (f) hesaplayarak değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak, panjur tip kanatçıklı düz borulu kompakt tip ısı esanjörünün daha iyi termohidrolik performansı için optimizasyonun faydalı olacağını ve pahalı deneylerin, zaman kaybının önüne geçeceğini belirtmişlerdir.

Bošnjakovic ve ark. [21] yıldız şekilli kanatçıklı ısı değiştiricisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, birisi yuvarlak kanatçıklı diğeri yıldız şekilli kanatçıklı olmak üzere aynı ölçülerde iki adet ısı esanjörü yapmışlardır. İki ısı değiştirici de aynı ekipmanlarla ve Reynolds sayısının 2000-13000 değer aralığında aynı koşullar altında deneysel olarak test edilmiştir. Sonuç olarak, yıldız şekilli kanatçık uygulanması durumunda, yuvarlak kanatçıklı geometriye göre ısı akısının %39,5 oranında arttığını, ısı esanjörünün ağırlığının ise %23,8 oranında azaldığını tespit etmişlerdir.

Ploskić ve ark. [22] havalandırma radyatörlerinin ısı performanslarını EN 442-2 normunu kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını, hava debisi 10 l/s ve hava sıcaklığı -5°C-26°C aralığı için, su giriş sıcaklığı 45°C ve çıkış sıcaklığı 35°C için yapmışlardır. Bu sıcaklık değerlerinde odanın yerden olan 34 W/m<sup>2</sup>'lik ısı kaybını karşılayabilecek durumda olduğunu, fakat sadece konvektör plakası tasarımının radyatörden ısı atımında sınırlayıcı bir etkisi olduğunu da belirtmişlerdir.

Sonuç olarak havalandırma radyatörlerinin düşük sıcaklıkta su beslemesiyle binanın ısı yükünü karşılayabileceğini gözlemlemişlerdir.

Çalışır ve ark. [23] ise farklı konvektör ölçüleri için PCCP panel radyatörün ısı performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, konvektör sac

kalınlığının, konvektör yüksekliğinin, karşıt konvektörler arasındaki boşluğun (d), konvektör trapezodial uzunluğunun ve konvektör u yarıçapının, ısıl performans üzerindeki etkisini irdelemişlerdir. Sonuç olarak, deneysel sonuçlar ve nümerik sonuçların birbiriyle örtüştüğünü gözlemlemişlerdir. Taşınım kanatçıklı (konvektör) radyatörlerin ısı atımı ve toplam ağırlık üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu belirtmişler, ayrıca konvektrn sac kalınlığının ve uzunluğunun artması durumunda ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir.

Dwivedi ve Rai [24] soğutucu akışkan olarak SiC+su karışımı kullanılan, dalgalı kanatçıklı bir otomobil radyatörünün içindeki akışı ANSYS 14.0 CFX paket programı aracılığı ile sayısal olarak incelemişlerdir. Yapmış oldukları simülasyonlardan, soğutma sıvısı ve havanın sıcaklık ve hız dağılımını elde etmişlerdir. Sonuç olarak, geleneksel soğutucuya göre, soğutma sıvısı olarak nanoakışkan (SiC+su) kullanımının ısı transferinde olumlu bir artışa neden olduğunu belirtmişlerdir.

Ravisankar ve ark. [25] bir traktör radyatörün termal performansının iyileştirilmesi amacıyla radyatör akışkanı olarak CuO/Su nanoakışkanı kullanımının gerçekleşen ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, CuO/su karışımının hacimsel oranı % 0,025-0,05 aralığı, Reynolds sayısı 8000-25000 aralığı ve giriş sıcaklıkları ise 50-60 °C aralığı için sayısal ve deneysel olarak analizler yapmışlar ve elde ettikleri sonuçları birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, radyatör sıvısı olarak CuO/su kullanımının, sadece su kullanımına kıyasla gerçekleşen ısı transferinde artışa sebep olduğunu belirtmişlerdir.

Kilicaslan ve Saraç [26] belirli bir aralıklardaki basınç düşüşünü sabit tutarak kompakt tip bir eşanjörde, ısı transferinin arttırılmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, silindir ve üçgen olan iki farklı nervür geometrisini ele almışlar ve elde ettikleri sonuçları düz bir kanalla mukayese etmişlerdir.

alışmalarını Reynolds sayısının 250 ile 7000 aralığı için gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, basınç kaybının ısı transferine dönüştürülmesinde optimum yöntemin silindirik nervür geometrisi ile elde edilebildiğini tespit etmişlerdir.

Gorobets ve ark. [27] ısı esanjörlerinde boruların kompakt tip olarak düzenlenmesinin ısı transferi ve hidrodinamiğe olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Bu amaçla, küçük çaplı boruların kompakt dağılımlarının ısı esanjöründeki ısı transfer ve akış özellikleri üzerine yoğunlaşmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, aynı ısı yükü için önerilen gövde-boru tipli ısı esanjörünün geleneksel ısı esanjörüne göre boyut olarak 1,7-2 kat daha küçük, kütle olarak ise %10-%15 daha az olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Singh [28] Al/su nanoakışkanlarının tek geçişli çapraz akışlı kompakt eşanjörün termo-hidrolik performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Hazırlanmış olduğu nanoakışkanların yoğunluğu, viskozitesi ve termal iletkenliği gibi çeşitli termo-fiziksel özelliklerini deneysel olarak ölçmüştür. Çalışma kapsamında deneyleri akışkan debisi, hava hızı, nanopartikülün hacimsel konsantrasyonu ve akışkan giriş sıcaklığı gibi çeşitli parametreler değiştirerek tek geçişli çapraz akışlı kompakt ısı değiştirici üzerinde gerçekleştirmiştir. Isı değiştiricisinin performansını, bu parametrelerin akışkan ve hava tarafındaki etkisini inceleyerek Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Colburn faktörü üzerinde irdelemeler yapmıştır. Sonuç olarak, baz akışkana nanopartikül ilavesiyle Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Colburn faktörü değerlerinin arttığını belirtmiştir.

Prek ve ark. [29] çok kanallı ısıtma radyatörlerinin deneysel analizi üzerinde çalışmışlardır. Çift panelli radyatörler için yeni bir su akışı düzenlemesi konseptini incelemiştir. Önermiş oldukları model paralel bağlı panelden farklı olarak ardışık su akışlarına olanak sağlamıştır. Deneysel çalışmalarını zamana bağlı ve zamandan bağımsız olmak üzere iki aşamada gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak modifiye edilmiş su akış düzenlemesiyle ısıtma radyatörlerinin kısa süreli gecikme ve dengeleme süresi açısından geçici tepkisini önemli ölçüde geliştirdiğini göstermişlerdir.

Yedikardeş ve ark. [30] panel radyatörlerde panjur tip kanatçık kullanımının termal verimliliğe etkisi üzerine çalışmışlardır. Çalışmada kapsamında iç ve dış yüzeyinde panjurların bulunduğu iki radyatörü sıcaklık farkının  $\Delta T=30K$  ve  $\Delta T=60K$  olacak şekilde ısıtabilen bir deney düzeneği kullanarak deneysel olarak mukayese etmişlerdir.

6 farklı panjur pozisyonunu ele alarak çalışmışlardır. Deneyler esnasında daha tutarlı sonuçlar yakalamak ve deneylerin güvenilirliğini sağlamak için su giriş ve çıkış sıcaklıkları ile ısı çıkış değerlerinin belirsizliğini hesaplayarak detaylı belirsizlik analizleri yapmışlardır. CFD analizlerini deneysel verilerle doğruladıktan sonra örnek radyatör için hava hızı ve sıcaklık dağılımı analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak CFD analizlerinin deneysel verilerle %10,73 ila %24 arasında tolere edilebilir sapma değerleri içerisinde olduğunu bulmuşlardır.

Myhren ve ark. [31] havalandırma radyatörlerinin performansının değerlendirilmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmaların amacı daha önceden yapılan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sonuçlarını doğrulamak ve bu tarz sistemlerin performanslarını geliştirmektir. Özellikle iç konveksiyon kanatçıklarının ısı transferine odaklanmışlardır. Daha önceden yapılmış olan HAD çalışmasını doğrulamışlardır ve havalandırma radyatöründen ısı çıkışı, havalandırma verimliliği ve termal konfordan ödün vermeden radyatör performansını %20 oranında iyileştirmişlerdir.

Rai ve ark. [32] magnezyum oksit/etilen glikol-distile su kullanılan bir otomobil radyatöründe ısı transfer performansının artırılmasını deneysel olarak irdelemişlerdir. Çalışma kapsamında baz akışkanı temel olarak çeşitli parametreler için otomobil radyatöründe deneyleri gerçekleştirerek, ısı transfer artış oranını hesaplamışlardır. Magnezyum oksit nanopartiküllerini distile su ve etilen glikol baz akışkanı içerisinde karıştırmışlardır. Radyatöre gelen hava hızını sabit tutmuşlardır ve radyatörde dolaşan farklı akışkan debilerini rotameter (debimetre) vasıtasıyla ölçmüşlerdir. Radyatöre giren akışkanın sıcaklık değerlerini değiştirmişlerdir. Yapmış oldukları deneyler sonucunda baz sıvı içerisinde artan nanopartikül oranı ile ısı transfer oranının arttığını gözlemlemişlerdir. Her bir nanoakışkan konsantrasyonu altında akışkan debisinin artması sonucu ısı transfer oranının arttığını tespit etmişlerdir.

Huang ve ark. [33] 0,8 mm çaplı çıplak borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı ısı transferi ve sürtünme özelliklerini incelemişlerdir. Dış çapı 0,8 mm olan ve 484 çıplak borudan oluşan kompakt çıplak borulu ısı eşanjörünün hava tarafı termal ve hidrolik performansını araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Benzer ön yüzlü

panjurlu kanatçıklı ve düz borulu ısı eşanjörünün performansını özdeş test matrisleri kullanarak mukayese etmişlerdir. Hava akış hızı ve su akış hızının toplam ısı transfer kapasitesi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini irdelemişlerdir. Deneysel sonuçlardan, temel ısı eşanjörü ile mukayese edildiğinde çıplak borulu ısı eşanjörünün %72 daha az hacim ve %70 daha az malzeme hacmi ile aynı ısı kapasitesine ulaştığını gözlemlemişlerdir. Çıplak borulu ısı değiştiricinin  $j/f$  değerini, temel ısı değiştiricisinden %50 daha yüksek olarak bulmuşlardır.

Pérez-Segarra ve ark. [34] kanatçıklı boru tipli otomobil ısı değiştiricilerinin ısı ve akışkanlar dinamiği simülasyonlarının matematiksel modellemesi üzerine çalışmışlardır. Matematiksel modelleri boruları küçük bir ısı değiştiricisi kabul ederek uygun süreklilik denklemlerinin (kütle, momentum ve enerji) hava tarafı, katı elemanlar ve soğutkan tarafındaki her bir kontrol hacminin 3 boyutlu ayrıklaştırılması esasına dayandırmaktadırlar. Yapmış oldukları matematiksel modellemeyle elde etmiş oldukları sonuçların ısı eşanjörünün performans sonuçlarıyla iyi bir asimptotik davranış sergilediğini belirtmişlerdir.

Oliet ve ark. [35] kanatçıklı boru tipli otomobil ısı değiştiricilerinin ısı ve akışkanlar dinamiği simülasyonlarının matematiksel modellemesinin deneysel verilerle mukayesesi üzerine çalışmışlardır. Deneysel çalışmalarının bir kısmını akademik bir test ünitesinde bir kısmını ise endüstriyel bir firmada gerçekleştirmişlerdir. Nümerik hesaplamalarını mevcut en uygun hava tarafı ısı transferi ve sürtünme korelasyonlarını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları çalışma sonucunda nümerik çalışmayla deneysel çalışma mukayeselerinin makul derecede tutarlı olduğunu bulmuşlardır, fakat farklı korelasyonlar kullanan tahminler arasında ortaya çıkan sapmalar, panjur kanatçığı geometrisinin temel davranışını daha doğru bir şekilde tanımlamak için daha fazla araştırma çalışmasının gerekli olduğunu belirtmişlerdir.

Heris ve ark. [36] araç radyatörlerinde akışkan olarak CuO/etilen glikol-su kullanımının ısı transfer performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma kapsamında 60 nm boyutundaki CuO nanopartikülünü etilen glikol-su baz akışkanı içerisinde karıştırmışlardır. Deneyleri 4 ila 8 litre/dakika arasında farklı akışkan giriş debilerinde, %0,05 ila %0,8 hacimsel konsantrasyon

oranlarında değişen nanoakışkan konsantrasyon oranlarında ve 35°C, 44°C, 54°C akışkan giriş sıcaklık koşulları için gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak nanoakışkan kullanılması durumunda baz akışkanla mukayese edildiğinde ısı transfer performansının iyileştiğini bulmuşlardır.

Rahmati ve ark. [37] modifiye edilerek performansı geliştirilmiş bir sıcak su radyatörünün deneysel ve nümerik analizi üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında özellikle çıkış ısısına odaklanmışlardır. Yeni kanatçık tasarımlarına sahip modifiye edilmiş radyatörleri de incelemişlerdir. Bu modifiye edilmiş olan radyatörlerde 5 adet kanatçık bulunmaktadır, bu da artırılmış alan sayesinde konveksiyonla olan ısı transferini artırmaktadır. Çıkış durumundaki ısı değeri konveksiyonla ve radyasyonla gerçekleştiği için farklı giriş sıcaklık değeri ve debileri için radyatör yüzey sıcaklıklarını ölçerek, deneylerini 5 bıçaklı orijinal sıcak su radyatörüyle gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında nümerik olarak da radyatör performansını irdelemişlerdir ve deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapmışlardır. Yapmış oldukları mukayese sonucunda sonuçlar arasında küçük bir yüzdesel hata olduğunu tespit etmişlerdir. Simülasyon sonuçlarından modifiye edilen radyatörün ısı çıkışının %45 oranında arttığını bulmuşlardır.

Oliet ve ark. [38] kanatçıklı boru tip ısı esanjörlerinde çok boyutlu ve zamana bağlı simülasyonları üzerinde çalışmışlardır. Çalışma kapsamında kanatçıklı boru tip ısı esanjörlerinde kanatçıklı boru demetindeki ısı iletim prosesine odaklanmışlardır. Kanatçıkların boru şekline uyum sağlaması için bir kesme hücresi ayrıklaştırması önermişler ve borudaki karmaşık ısı transfer katsayısı varyasyonlarını dikkate alarak aksel ve açısal yönlerde ayrıklaştırma işlemlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak önermiş oldukları yaklaşımla sadece detaylı kararlı duruma ulaşmayı değil aynı zamanda tam geçişli bir kanatçıklı borulu tip ısı değiştiricisinin katı modelleme yaklaşımını da elde etmişlerdir.

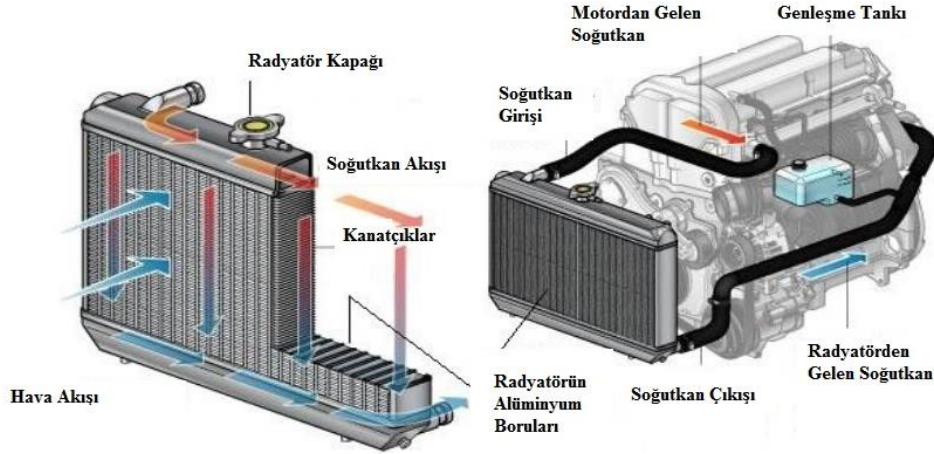
Görüldüğü üzere literatürde bulunan, radyatörlerde soğutucu akışkan tipinin ısı transferi üzerindeki etkileri üzerine yapılmış çalışmalar kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Bu çalışmaların çoğunlukla antifriz (su+etilen glikol) ile nano partikülerin farklı oranlarda karıştırıldığı uygulamalar olduğu gözlemlenmiştir. Nano

partikül eklenmemiş, salt su+etilen glikol akışkanlarında karışım oranının soğutma performansını inceleyen çalışmalara pek rastlanamamıştır. Bu bağlamda bu çalışmada, radyatörlerde soğutucu akışkan olarak kullanılan su+etilen glikol karışımının karışım oranlarının ısı transfer performansına olan etkileri üzerine yoğunlaşmıştır. Bu amaçla, bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Bu düzencek vasıtasıyla, farklı karışım oranlarında ki su+etilen glikol karışımları, farklı akışkan giriş sıcaklıkları, farklı giriş debileri ve hava debileri için deneyler yapılmıştır. Deneylerden elde edilen verilerin ışığında radyatörün ısıl performansı irdelenmiştir. Literatürde genellikle etilen glikol-su karışım oranının %50-%50 olacak şekilde sabit olarak ayarlandığı görülmüştür. Ayrıca araştırmacılar literatürde daha çok otomobil radyatörüne farklı tipte ve değişen konsantrasyon oranlarında nanopartikül takviyesinin radyatörün ısı transfer performansı üzerine araştırmalar yapmışlardır. Bu çalışma, doğrudan değişen oranlarda etilen-glikol/su karışımının radyatörden gerçekleşen ısı transferi üzerine olan etkilerine odaklanması sebebiyle, literatürde bulunan diğer çalışmalardan farklılık göstermektedir.

## 2. KURAMSAL BİLGİLER

### 2.1. Isı Değiştiriciler

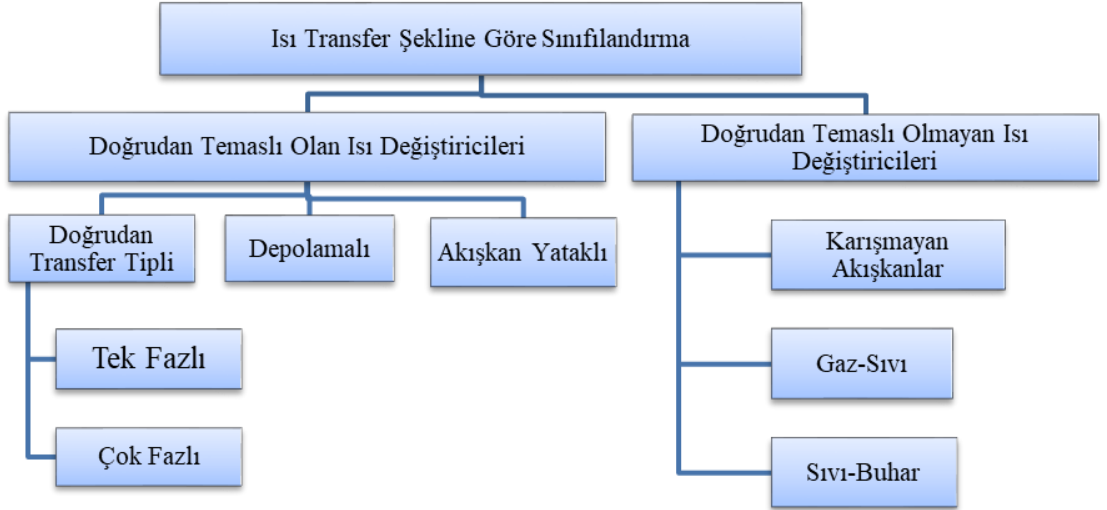
Isı değiştiriciler ısı sistemlerinin temel bileşenlerindedir ve iki ortam arasında ısı transferi için kullanılmaktadır. Uygulamaya göre iki ortam arasında katı bir cidar veya direkt temas bulunabilmektedir. Isı değiştiriciler; otomobil soğutma, hacim ısıtma, güç santralleri, petrol rafinerileri, havalandırma tesisatı ve soğutma, vb. birçok farklı uygulamada kullanılabilir. Bir otomobil soğutma sistemi Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Şekil 2.1'de çapraz akışlı kompakt tipte bir otomobil radyatörü gösterilmektedir, soğutucu akışkan motorda çalışma esnasındaki ısıyı emerek radyatöre aktarmaktadır, radyatörde de soğutucu akışkan ısını kaybederek tekrar motora giriş yapmaktadır. [39]



Şekil 2.1. Otomobil soğutma sistemi [28]

Uygulama alanlarına göre ısı değiştiriciler çok farklı konfigürasyonlarda üretilmektedir. Aşağıda gösterilen temellendirmeye göre sıralanabilmektedir. [39]

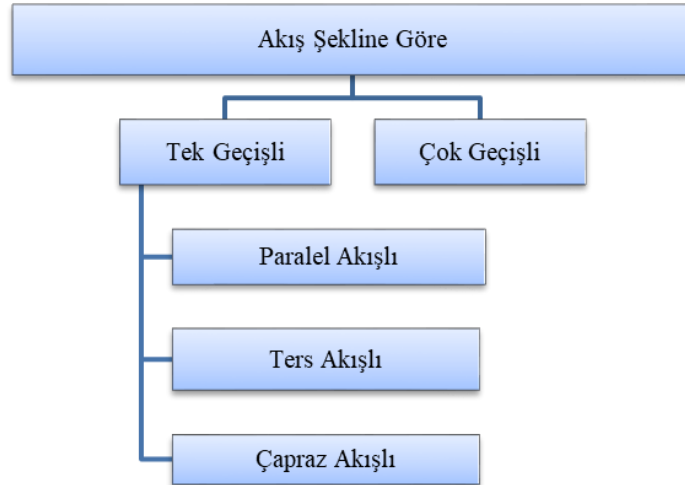
- Isı transfer şekline göre
- Isı transfer mekanizması göre
- Akış şekline göre
- Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre
- Konstrüksiyon özelliklerine göre
- Akışkan sayısına göre



Şekil 2.2. Isı transfer şekline göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40]



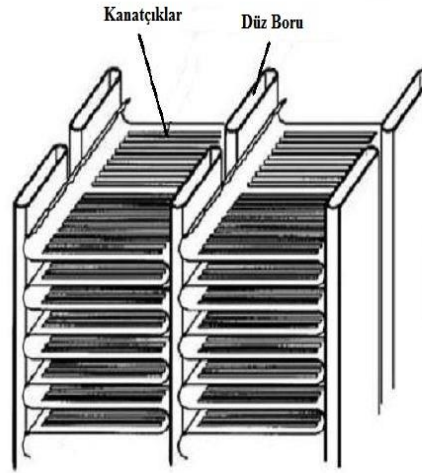
Şekil 2.3. Akışkan sayısına göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40]



Şekil 2.4. Akış şekline göre ısı esanjörlerinin sınıflandırılması [40]

## 2.2. Kanatçıklı Borulu Kompakt Isı Değişiriciler

Genellikle otomobillerin soğutma sisteminde çapraz akışlı kompakt tip ısı esanjörleri kullanılmaktadır. Bu tip esanjörlerde motordan gelen sıcak akışkan boruların içinden akarken hava ise boruların üzerinden akmaktadır. Bu sayede sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru ısı transferi gerçekleşmektedir. İki akışkan doğru açılarla birbirlerine hareket ederse bu tarz akış konfigürasyonlarına çapraz akış denir. Alan yoğunluğu ısı esanjörünün yüzey alanının hacmine oranı olarak tanımlanır. Kompakt tip ısı esanjörleri alan yoğunluğu ile karakterize edilir. Genellikle  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den daha büyük bir alan yoğunluğuna sahip olurlar, bu sayede yüksek ısı transfer katsayısı değerlerine ulaşabilirler. Örneğin sıvı-gaz ısı esanjörleri için gaz tarafı ısı transfer katsayısı oldukça düşüktür. Bu yüzden gaz tarafına ısı transfer alanını arttırmak için ek yüzeyler eklenmektedir. Bu durum ısı transfer direncini düşürmektedir. Kompakt tipteki ısı esanjörleri genellikle kanatçıklarla kullanılmaktadır. Kanatçıklı borulu bir ısı değiştiricisinin şematik gösterimi Şekil 2.5'de, bir otomobil radyatörünün teknik resmi ise Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.5. Kanatçıklı borulu tip ısı esanjörü [28]

### **2.3. Otomobil Soğutma Sistemi**

İçten yanmalı motorlarda hava-yakıt karışımının yanması sonucu silindir içerisinde yaklaşık olarak 1500-2500°C aralığında bir sıcaklık oluşmaktadır. Bu sıcaklık nedeniyle oluşan yüksek ısı motor yağının oksitlenmesine ve fonksiyonunu yerine getirememesine sebep olmaktadır. Ayrıca yüksek sıcaklığın bir kısmı motor silindir duvarı ve pistonu tarafından emilebilmektedir. Fakat 300°C sıcaklık değerinin üzerindeki sıcaklıklarda, motoru oluşturan elemanlarda sıcaklık farklılıklarından dolayı hasarlar oluşabilmektedir. Motorun optimum sıcaklık değerinde çalışabilmesi için soğutulması gerekmektedir. İçten yanmalı motorda soğutma işlemi iki farklı şekilde yapılabilmektedir.

### **2.4. Hava Soğutmalı Sistemler**

Bu tarz soğutma sistemlerinde motorun üzerine kanatçıklar yerleştirilmiştir. Kanatçık yerleşimiyle ısı transfer yüzey alanının artırılması hedeflenmiştir. Hava motorun üzerindeki kanatlara bir fan yardımıyla cebri olarak gönderilmektedir. Bu sayede motor ısısını havaya aktarabilmektedir. Havanın özgül ısı ve ısı iletim katsayısı gibi değerleri suya göre daha düşüktür. Dolayısıyla, aynı miktarda soğutma için hava kullanılması durumunda su kullanımına göre daha fazla akış debisine gereksinim duyulmaktadır. Hava soğutmalı sistemler düşük güçle çalışan motorlarda daha sıklıkla kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak motosiklet, mobilet, küçük motorlu otomobiller ve küçük motorlu uçaklar verilebilmektedir. Sıvı soğutmalı motorlarla kıyaslandığında düşük soğutma kapasiteleri göze çarpmaktadır. Sistemde su dolaşımı olmadığı için donma riski de yoktur. Pompa ve radyatör de ihtiva etmedikleri için üretim ve bakım onarım giderleri daha düşük olup, daha az eleman bulundurdukları için de daha hafiftirler.

### **2.5. Sıvı Soğutmalı Sistemler**

Sıvı soğutmalı sistemler radyatör, pompa ve fanndan oluşmaktadır. Pompa motordaki ısınan suyu radyatöre basmaktadır. Fan ise havaya hareket kazandırmaktadır. Isı transferinin gerçekleştiği eleman ise otomobil radyatörüdür. Radyatörler bakır, pirinç ve alüminyum gibi malzemelerden üretilmektedir.

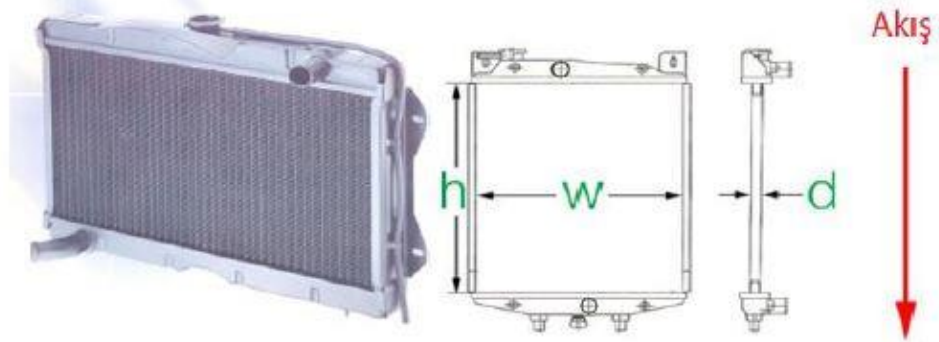
Radyatör aslında bir ısı değiştiricisidir ve yassı borulu kanatlı tip çapraz akışlı ısı esanjörü olarak isimlendirilmektedir.

## 2.6. Otomobil Radyatörleri

Otomobil radyatörleri su soğutmalı sistemlerin en hayati parçasıdır. Motorun alışması esnasında ısınan suyun ısısının soğutma havasına transfer edilmesi için kullanılır. Daha öncede ifade edildiği gibi kompakt tipte bir ısı esanjörüdür. Radyatörlerde genel olarak akış düzenlemesi, dik akışlı ve yatay akışlı olmak üzere iki eşitir. Dik akışlı tip otomobil radyatöründe radyatör boruları dik doğrultuda yerleştirilmişken, yatay borulu tipte ise yatay doğrultuda yerleştirilmiştir.

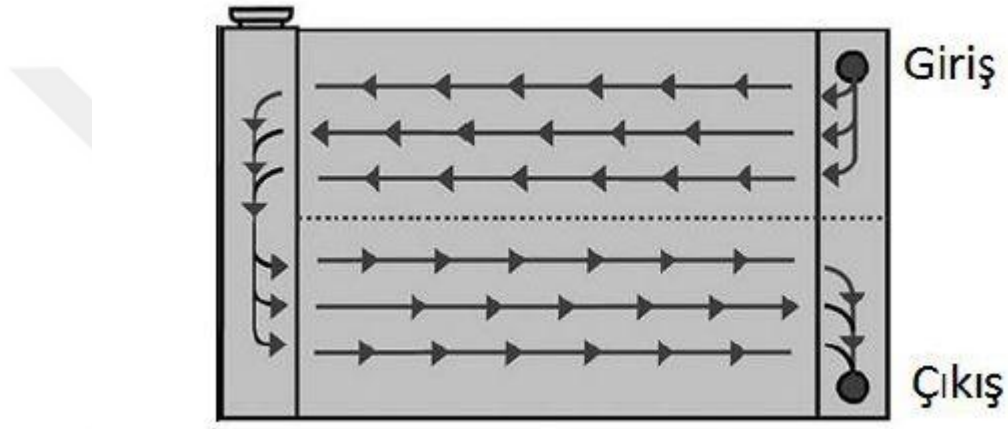


Şekil 2.6. Yatay akışlı tip otomobil radyatörü [14]



Şekil 2.7. Dikey akışlı tip otomobil radyatörü [14]

Otomobil radyatörleri iki geçişli yatay akışlı olarak da imal edilebilmektedir. Bu tip otomobil radyatörlerinde motor soğutucu sıvısı radyatörün yarısından geçmeye zorlanmaktadır. Bu durum yatay geçişli otomobil radyatörleriyle mukayese edildiğinde akışkanın hızının neredeyse 2 katına çıkmasına sebep olmaktadır. Oluşan hız artışıyla Re sayısı artmaktadır ve akış türbülanslı rejimde gerçekleşmektedir. Re sayısının artması ise Nu sayısının artmasına sebep olarak taşınım ile olan ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. İki geçişli yatay akışlı tip otomobil radyatörlerinde akışkan ilk olarak radyatörün üst kısmından geçer, daha sonra alt kısma girerek radyatörden çıkış yapmaktadır.

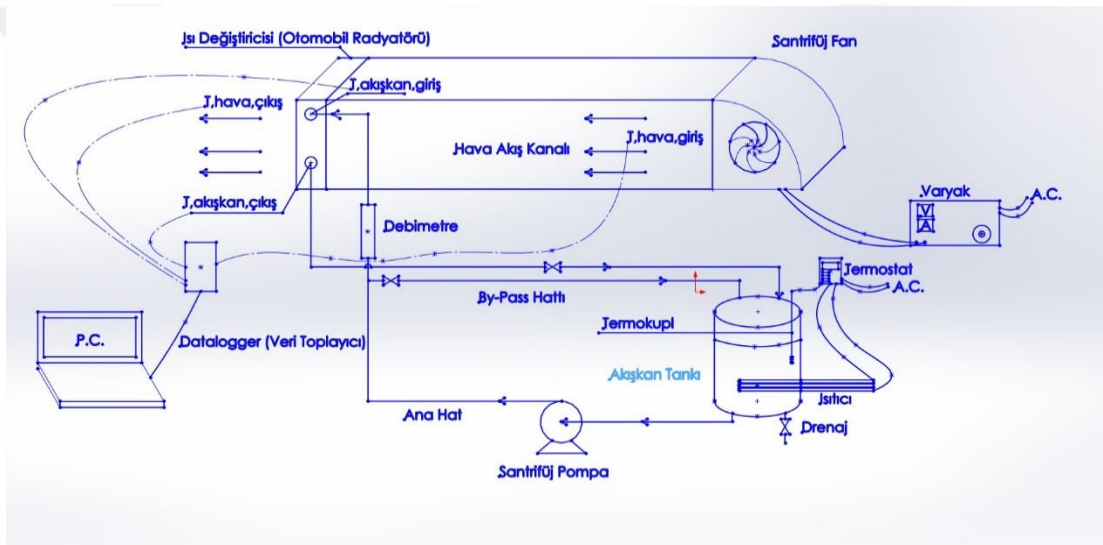


**Şekil 2.8.** İki geçişli yatay akışlı tip otomobil radyatörü [14]

### 3. MATERYAL VE METOT

#### 3.1. Deneý Düzeneyinin Tanıtımı

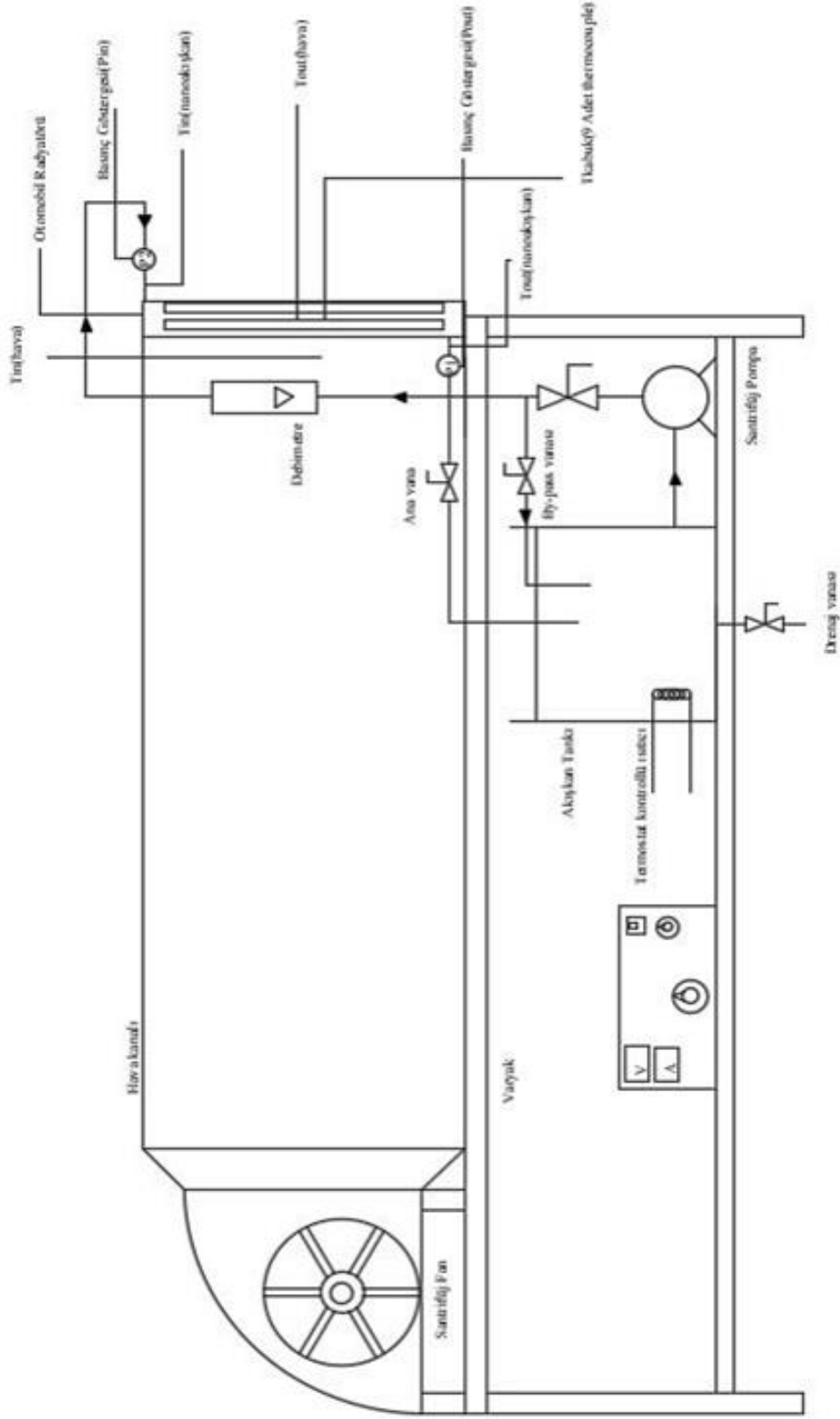
Bu çalışma kapsamında, bir otomobil radyatörünün çalışmasını temsil etmek amacıyla bir deneý düzeneyi tasarlanmış ve kurulmuştur. Kurulan bu deneý düzeneyi aracılığı ile soğutucu akışkan tipi, radyatöre akışkan giriş debisi, akışkan giriş sıcaklığı ve hava hızı değiştirilerek deneýler gerçekleştirilmiş ve radyatörün çalışma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Tasarlanan deneý tesisatının akış şeması şekil 3.1’de, 2 boyutlu gösterimi şekil 3.3’de ve kurulmuş halinin fotoğrafı ise şekil 3.2’de verilmiştir.



řekil 3.1. Deneý tesisatının akıř řeması



şekil 3.2. Deneý tesisatının farklı açılardan çekilmiş fotoğrafları



**Şekil 3.3.** Deney tesisatının 2 boyutlu gösterimi

Kurulan deney düzeneği, soğutucu akışkan akış hattı ve hava akış hattı olmak üzere birbirinden bağımsız 2 adet akış hattından oluşmaktadır. Ayrıca deney düzeneğinden verilerin alınabilmesi için kullanılan 1 adet veri alma ve depolama ünitesi bulunmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan temel ekipmanların ve ölçüm cihazlarının fotoğrafları Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

Soğutucu akışkan akış hattı, soğutucu akışkan olarak kullanılan su+etilen glikolün bir santrifüj pompa aracılığı ile devridaim yaptırılarak radyatör içerisinden geçirilmesini sağlayan hattır. Bu akış hattı, soğutucu akışkanın depolandığı ve içerisinde soğutucu akışkanı ısıtmak için kullanılan bir rezistans bulunan bir akışkan tankı, santrifüj su pompası, soğutucu akışkan ana ve by-pass hattındaki ayar vanaları, soğutucu akışkanın debisinin ölçüldüğü yüksek sıcaklığa dayanıklı şamandıralı tipli bir debimetre, otomobil radyatörü ve soğutucu akışkanın dolaştığı tesisat borularından oluşmaktadır.

Hava akış hattı ise santrifüj fan aracılığı ile hava kanalı içerisine gönderilen hava akışının beslendiği hattır. Bu akış hattı, havayı sisteme basan santrifüj fan, santrifüj fanın giriş voltajını değiştirerek hava hızının ayarlanabilmesini sağlayan varyak, havanın içinden geçtiği bir hava kanalı ve otomobil radyatöründen oluşmaktadır. Yukarıda bahsi geçtiği üzere otomobil radyatörü hem hava akış hattı hem de soğutucu akışkan akış hattı için ortak bir elemandır. Otomobil radyatörün i borularından sıcak su+etilen glikol karışımı akmakta, dış yüzeylerinden ise soğuk hava geçmektedir.

Veri alma ünitesi ise, radyatör üzerinde farklı noktalara ve akış hatlarının bazı bölümleri olmak üzere toplam 17 ayrı noktaya yerleştirilmiş olan ve sıcaklık ölçmek için kullanılan termokopullar, bu termokopulların bağlı olduğu veri toplama cihazı, alınan verilerin aktarıldığı bir bilgisayar ve hava hızının ölçüldüğü hotwire anemometreden oluşmaktadır. Bu kapsamda, radyatör üzerinde 9 adet, hava giriş-çıkışında 2 şer adet olmak üzere toplam 4 adet ve soğutucu akışkan giriş-çıkışında 2 şer adet olmak üzere toplam 4 adet termokopul deney düzeneğine yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında soğutucu akışkan olarak, hacimsel olarak farklı oranlarda karıştırılarak hazırlanmış su+etilen glikol karışımı kullanılmıştır.



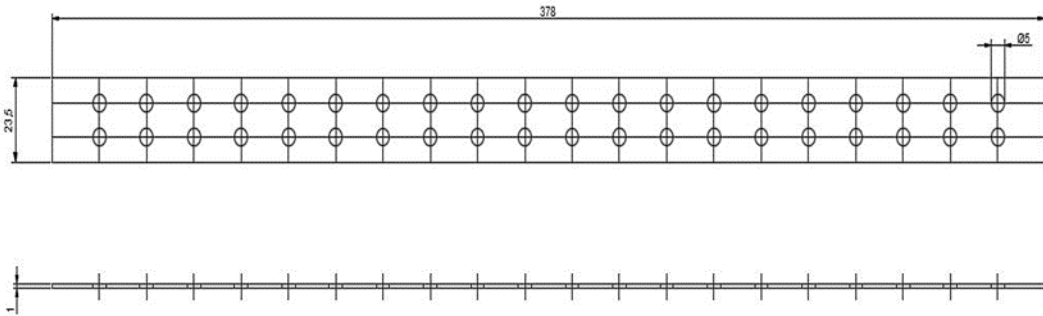
**Şekil 3.4.** Deney düzeneğinde kullanılan temel ekipmanlar ve ölçüm cihazları  
a)Radyatör, b)Santrifuj Fan, c)Santrifuj Pompa, d)Varyak, e)Hotwire Anemometre,  
f)Pitot tüpü, g)Datalogger, h)Debimetre, ı)Takometre, j)Termostat, k)K Tipi  
Termokopul prob l) K Tipi Termokopul Kablo



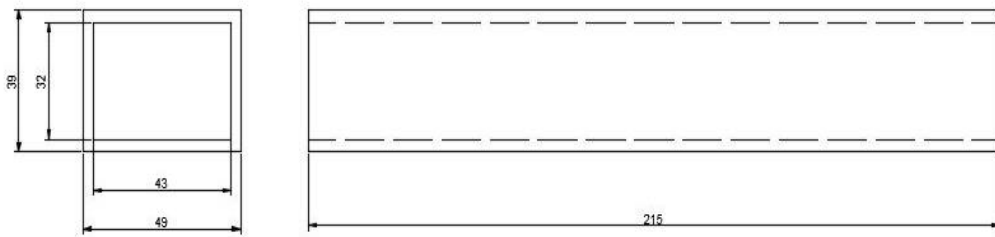
**Şekil 3.5.** Bu çalışmada incelenen otomobil radyatörünün 3 boyutlu katı model görünüşü



**Şekil 3.6.** Radyatördeki bir adet borunun gösterimi



**Şekil 3.7.** Radyatördeki bir adet kanatçığın (fin) gösterimi



**Şekil 3.8.** Radyatördeki hava kanalının gösterimi

Deney tesisatında kullanılan otomobil radyatörünün katı modeli Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Katı model oluşturulurken radyatördeki kanatçıklar çizilmemiştir. Bunun sebebi radyatörde 300 adet kanatçığın bulunması ve bu yüzden kanatçıklarında çizilmesi durumunda radyatör boru düzeninin rahat bir şekilde görülememesindedir. Radyatördeki bir adet borunun ve bir adet kanatçığın 2 boyutlu teknik resim detayları sırasıyla Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Deneyde kullanılan otomobil radyatörünün çalışma prensibi Şekil 2.8’deki gibidir. Yani radyatör iki geçişli yatay akışlı tip otomobil radyatörüdür. Deneyde kullanılan hava kanalı atıl bir soğutma deney tesisatına ait bir havalandırma kanalıdır. Aynı şekilde deney tesisatının şasesi ve santrifüj fan da atıl durumdaki deney tesisatından alınmıştır. Atıl durumdaki deney tesisatının altındaki kompresör-kondenser grubu ve havalandırma kanalının ortasındaki evaporatör sökülerek deney tesisatı modifiye edilmiştir. Deney tesisatındaki fan çalışır durumda olduğu için fanın gönderdiği havanın hızını ayarlayabilmek için mevcut fana varyak bağlanarak hava hızı kontrol edilmiştir. Hava kanalının boyutlarına ölçülerek 2 boyutlu çizimi bir paket program kullanılarak Şekil 3.8’de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Deneysel sistemi oluşturan elemanlar ve kullanım amaçları

<b>Malzeme adı</b>	<b>Kullanım amacı</b>
Akışkan tankı	Akışkanı belli bir hacimde tutmak.
Rezistans	Akışkanı ısıtmak.
Termostat	Akışkan sıcaklığını belirli bir sıcaklık değerinde set etmek. Belirli bir sıcaklıktan sonra rezistansın gücünü otomatik olarak kesmek.
By-pass vanası	Soğutucu akışkan hattı üzerinde olup, akışkanın sisteme gönderilmeden bir kısmının tekrar akışkan tankına verilmesini sağlamak.
Pompa	Akışkanın sistem içerisinde devridaim yapmasını sağlamak.
Debimetre	Akışkan debisinin ölçülmesini sağlamak.
Drenaj vanası (tahliye vanası)	Akışkanın sistemden tahliye edilmesini sağlamak.
Ana vana	Akışkanın giriş debisini değiştirmek.
Termokopul	Akışkanın radyatör giriş-çıkış sıcaklıkları, havanın giriş-çıkış sıcaklıkları, ortam sıcaklığı ve ısı esanjörü (radyatör) yüzey sıcaklıklarının ölçülmesi ve akışkan tankındaki akışkanın ilk sıcaklığının alınması.
Basınç ölçüm cihazı (Manometre)	Radyatör (Isı esanjörü) giren akışkanın giriş-çıkış basınç değerlerinin ölçülmesi.
Radyatör (Isı Esanjörü)	Akışkan ile hava arasında ısı transferinin gerçekleştiği ısı değiştirici
Hız ölçüm cihazı	Havanın giriş-çıkış hızlarının ölçülmesini sağlar.
Fan	Havanın emilip hava kanalına basılmasını sağlar.
Pitot Tüpü	Havanın basınç farkının ölçülmesini sağlar.
Datalogger (Veri Toplama Cihazı)	Sistemden alınan sıcaklık değerlerin toplanıp bilgisayara aktarılmasını sağlar.
Varyak	Fanın gücünü değiştirebilen böylelikle fanın devrini ve basma hızını değiştiren cihazdır.
Takometre	Santrifüj fanın dönüş devrini okuyabilen cihazdır.

Çizelge 3.1’de deney tesisatını oluşturan elemanlar sırasıyla ve yapmış oldukları fonksiyonlar detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Çizelge 3.2’de ise deney tesisatın oluşturan elemanların marka ve modelleri detaylı bir şekilde verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Deneysel sistemi oluşturan elemanların marka ve modelleri

Ürün Adı	Marka	Model
Dataloger	Ordell	UDL100
Termokopul (Kablo)	Ordell	KTTE2x0,50T
Termokopul (Probu)	Ordell	OB02-K106-3 1K
Termostat	Ordell	SC441
Hız Ölçüm Cihazı	Cem	DT-8880
Takometre	Cem	AT-8
Pitot Tüpü	Cem	DT-8890
Varyak	Varsan	VRK5
Santrifüj Pompa	Sumak	SM10-S
Santrifüj Fan	Bvnair	OCES
Rezistans	Ser Resistance	1,5 inch-12 kW
Otomobil Radyatörü	Kale Oto Radiator	1.2RL/RN/RT
Debimetre	Aktif Instruments	VA305-26

### 3.2. Deneysel Çalışma Prosedürü

Yukarıdaki kısımlarda da belirtildiği üzere, deney düzeneği birbirinden bağımsız 2 ana akış hattı ve 1 veri alma ünitesi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Deney düzeneğini oluşturan ana elemanlar; santrifüj pompa, santrifüj fan, akışkan tankı, otomobil radyatörü, yardımcı tesisat elemanları ve termostatlı bir rezistanstır.

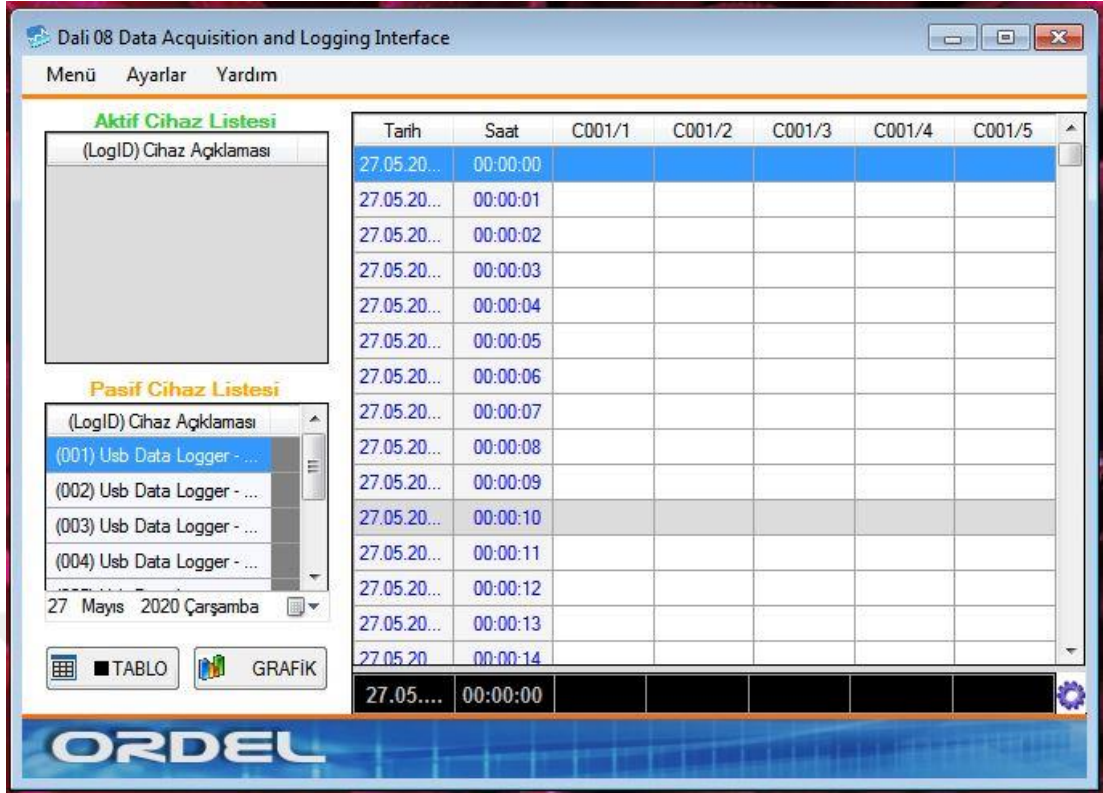
Yapılan deneylerde soğutucu akışkan debisinin ölçümü şamandıralı tip bir debimetreyle, sıcaklık değerleri K tipi termokopullar ile, hava akış hızı ise hotwire anemometre kullanılarak elde edilmiştir. Termokopullar vasıtasıyla elde edilen değerler dataloggera iletilmekte ve datalogger aracılığı ile diz üstü bilgisayara aktarılarak sıcaklık değerleri tespit edilmektedir.

Ayrıca bir termostat vasıtası ile rezistansın devreye girmesi ve devreden çıkması sağlanmakta, bu sayede akışkan tankındaki akışkanın sıcaklığı sabitlenebilmektedir.

Sıcaklığı sabit olarak ayarlanmış olan su+ etilen glikol karışımı, bir santrifuj pompa vasıtasıyla radyatör giriş hattına basılmaktadır. Bu hattın boru tesisatı üzerinde 2 adet vana bulunmaktadır. Bunlardan birisi ana akış vanası diğeri ise by-pass vanasıdır. Otomobil radyatöründe dolaşan soğutucu akışkan debisi bu vanalar vasıtasıyla ayarlanabilmektedir. Akışkanın radyatöre giriş debisinin kontrol ve ölçüm işleri ise yine bu hat üzerindeki şamandıralı tip bir debimetre vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir.

Radyatör içinde dolaşan yüksek sıcaklıktaki su+etilen glikol karışımını soğutmak için hava kanalından santrifuj fan vasıtasıyla hava gönderilmektedir. Bir varyak yardımıyla santrifuj fanın giriş voltajı değiştirilebilmekte ve bu sayede kanala gönderilen soğutma havasının debisi istenilen değerlerde ayarlanabilmektedir. Bir hotwire anemometre vasıtasıyla kanal içerisindeki hava hızı tayin edilebilmektedir. Ayrıca fana bağlı olan varyakın üzerindeki multimetre vasıtasıyla, fanın çekmiş olduğu voltaj ve akım değerleri de sistem üzerinden okunabilmektedir. Deney düzeneğinin çalıştırılmasından itibaren, tüm sistemin kararlı hale gelmesi beklenmekte ve sistem stabil hale geldikten sonra deney düzeneğinde alınan veriler kaydedilmeye başlanmaktadır.

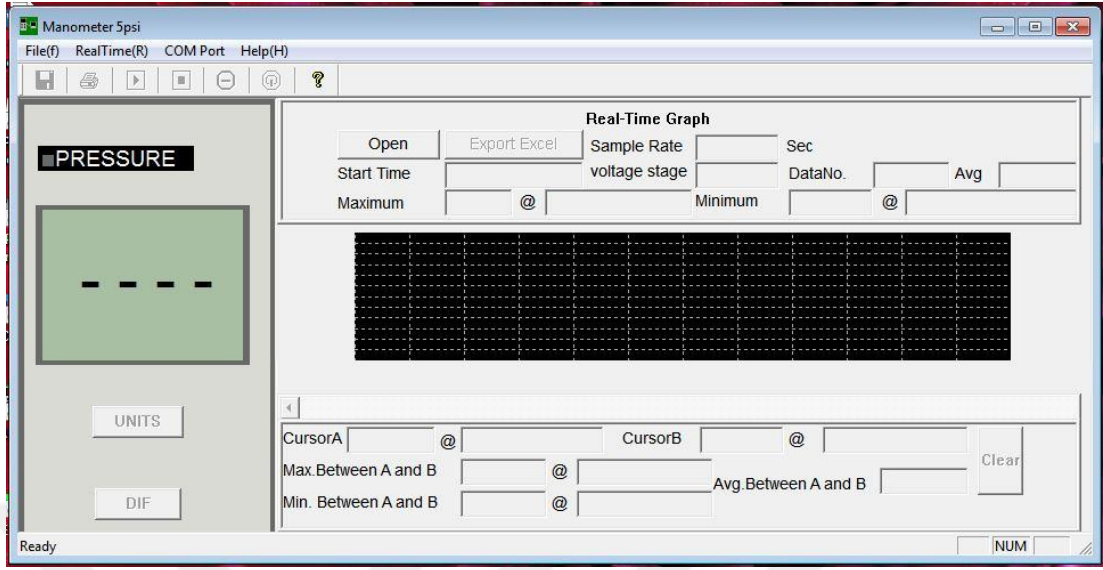
Deneysel çalışma kapsamında sıcaklık okuma dataloggerlar ve termokopullar vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Deney kapsamında 4 adet datalogger kullanılmıştır. Her bir datalogger 5 kanallı olup toplamda ve her bir dataloggerda 10 adet soket bulunmaktadır. Bunun sebebi bir termokopulun 2 adet kablodan oluşmasıdır ve bu termokopulların 2 adet kablosu dataloggerdaki 1 adet kanala bağlanmaktadır. Dataloggerdaki 1 adet kanal vasıtasıyla 1 adet sıcaklık ölçümü gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 3.9. Sıcaklık okuma ekranını bilgisayar arayüzü



Şekil 3.10. Hot wire tip anemometrenin bilgisayar arayüzü



**Şekil 3.11.** Pitot tüpü bilgisayar arayüzü

Deney kapsamında yapılan hesaplamalarda özellikle radyatör akışkan giriş-çıkış ve hava giriş-çıkış üzerindeki termokopullardan gelen sıcaklık değerleri ele alınmıştır. Aynı zamanda termostat üzerinde de bir adet termokopul bulunmaktadır, bu sayede termostat akışkan tankı içerisindeki akışkanın sıcaklığını algılayarak termostata set edilen sıcaklık değerine ulaşabilmek için rezistansı açıp kapayabilmektedir. Şekil 3.9'da dataloggerların bilgisayar arayüzleri verilmiştir. Şekil 3.10 ve Şekil 3.11 sırasıyla hot wire anemometre ve pitot tüpünün bilgisayar ara yüzleridir, fakat bu iki cihaz bilgisayar bağlantısı olmadan da verileri kendi ekranlarında gösterebilmektedir.

**Çizelge 3.3.** Örnek bir çalışma (4 m/s hava hızı akışkan tipi olarak su) için data tablosu

		Akışkan (Su)					Hava							
Akışkan(Su)	Termostat Set Değeri	Giriş		Çıkış		Tin-Tout	Giriş		Çıkış		Akışkan (Su)			
Hacimsel Debi (l/h)		T <sub>g1</sub>	T <sub>g2</sub>	T <sub>c1</sub>	T <sub>c2</sub>		T <sub>ai1</sub>	T <sub>ai2</sub>	T <sub>aç1</sub>	T <sub>aç2</sub>	Q (Kw)	hexp(W/m <sup>2</sup> K)	Nu	Re
600	40	40,2	40,6	37,3	37,2	3,15	21,8	22,2	29,6	28,9	2,1766426	944,940	41,931	11514,48
840	40	39,8	40,3	37,6	37,4	2,55	21,8	22,4	30,2	29,8	2,4668616	1118,595	49,637	16120,28
1080	40	39,7	40,2	38,0	37,8	2,05	22,2	22,7	31,4	31,0	2,5497813	1229,882	54,575	20726,07
1320	40	39,8	40,3	38,4	38,3	1,70	22,3	22,7	31,7	31,4	2,5843312	1245,327	55,260	25331,87
600	50	49,9	50,7	45,4	45,2	5,00	23,2	23,7	34,8	34,0	3,4427051	1045,469	45,455	13690,39
840	50	50,2	50,8	46,5	46,3	4,10	23,4	23,8	35,9	35,3	3,9522254	1209,690	52,595	19166,55
1080	50	50,2	50,8	47,1	46,9	3,50	23,5	24,0	36,5	36,1	4,3378084	1343,343	58,406	24642,70
1320	50	50,0	50,6	47,7	47,5	2,70	23,8	24,5	37,1	36,7	4,0899336	1294,502	56,283	30118,86
600	60	60,0	60,7	53,3	53,2	7,10	24,8	25,3	40,8	39,9	4,8766251	1161,471	50,110	14814,81
840	60	59,9	60,6	54,7	54,6	5,60	24,8	25,5	42,3	41,6	5,3770777	1303,030	55,787	22340,84
1080	60	59,7	60,4	55,6	55,7	4,40	25,3	25,9	43,3	42,7	5,4319459	1345,976	57,626	28723,94
1320	60	59,7	60,4	56,7	56,6	3,40	25,6	26,3	43,3	42,8	5,1301711	1258,049	53,861	35107,03
600	70	70,0	70,7	61,1	61,1	9,25	26,6	26,9	46,7	45,7	6,3284412	1242,492	52,792	17160,01
840	70	69,9	70,7	63,4	63,4	6,90	26,5	26,9	48,6	47,8	6,608945	1305,030	55,449	24024,02
1080	70	70,1	70,8	64,9	64,9	5,55	26,9	27,3	49,6	48,6	6,8193821	1346,088	56,848	33007,32
1320	70	70,0	70,7	65,8	65,7	4,60	27,5	27,7	49,8	49,1	6,9081228	1369,837	57,851	40342,28
600	80	80,0	80,9	69,9	69,8	10,60	28,8	29,2	53,5	51,7	7,2202202	1209,350	50,767	19542,56
840	80	79,9	80,9	72,2	72,1	8,25	28,9	29,3	55,3	54,1	7,8673154	1329,630	55,817	27359,58
1080	80	79,7	80,7	73,0	72,9	7,25	29,8	30,3	55,6	54,5	8,8890447	1520,099	63,812	35176,61
1320	80	79,6	80,4	74,5	74,2	5,65	30,1	30,3	57,1	56,2	8,4667299	1473,844	61,871	42993,63

Deneyleyler esnasında elde edilen veriler Microsoft Excel programına girilmiştir. Çeşitli hesaplamalar ve grafiklerin oluşturulması Microsoft Excel programı vasıtasıyla elde edilmiştir. Çizelge 3.3’de ise akışkan tipi olarak suyun kullanıldığı ve hava hızı 4 m/s olduğu koşullar için oluşturulan örnek bir Microsoft Excel çalışma tablosu verilmiştir.

Çizelge 3.4’te deneysel çalışma esnasında elde edilen veriler yardımıyla çeşitli hesaplamaların yapılması için gerekli olan termofiziksel özelliklerin yığın sıcaklık yaklaşımıyla termofiziksel özellik tablolarından alınıp Microsoft Excel programına işlenmiş hali görülmektedir. Yığın sıcaklık yaklaşımı ise akışkanın giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak termofiziksel özellik tablolarından sıcaklık değerine karşılık gelen değerin okunması esasına dayanmaktadır.

**Çizelge 3.4.** Örnek bir çalışma (4 m/s hava hızı akışkan tipi olarak su) için termofiziksel özellik tablosu

Hacimsel Debi (l/h)	Yoğunluk(kg/m <sup>3</sup> )	Kütleli Debi (kg/s)	cp (kJ/(kg*K))	Dinamik Viskozite (Pas)	k (W/(m*K))	Termostat Set Değeri	Yığın Sıcaklığı
600	992,1	0,165	4,179	0,000653	0,631	40	38,8
840	992,1	0,231	4,179	0,000653	0,631	40	38,8
1080	992,1	0,298	4,179	0,000653	0,631	40	38,9
1320	992,1	0,364	4,179	0,000653	0,631	40	39,2
600	988,1	0,165	4,181	0,000547	0,644	50	47,8
840	988,1	0,231	4,181	0,000547	0,644	50	48,5
1080	988,1	0,296	4,181	0,000547	0,644	50	48,8
1320	988,1	0,362	4,181	0,000547	0,644	50	49,0
600	985,2	0,164	4,183	0,000504	0,649	60	56,8
840	983,3	0,229	4,185	0,000467	0,654	60	57,5
1080	983,3	0,295	4,185	0,000467	0,654	60	57,9
1320	983,3	0,361	4,185	0,000467	0,654	60	58,4
600	980,4	0,163	4,187	0,000433	0,659	70	65,7
840	980,4	0,229	4,187	0,000433	0,659	70	66,9
1080	977,5	0,293	4,19	0,000404	0,663	70	67,7
1320	977,5	0,358	4,19	0,000404	0,663	70	68,1
600	974,7	0,162	4,193	0,000378	0,667	80	75,1
840	974,7	0,227	4,193	0,000378	0,667	80	76,3
1080	974,7	0,292	4,193	0,000378	0,667	80	76,6
1320	974,7	0,357	4,193	0,000378	0,667	80	77,2

### 3.3. Matematiksel Bağlılıklar

Bu çalışma kapsamında tasarlanmış ve kurulmuş olan deney düzeneği aracılığı ile yapılan deneylerden elde edilen veriler, aşağıda belirtilen matematiksel eşitlikler kullanılarak irdelenmiştir. Bu sayede bu çalışmada ele alınan otomobil radyatöründe farklı karışım oranlarında su+etilen glikol karışımının kullanımının soğutma performansı üzerine olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Otomobil radyatöründen gerçekleşen ısı atımını ve ısı transfer performansını hesaplayabilmek için ısı transferi, termodinamik ve akışkanlar mekaniğindeki temel formülasyonlar kullanılmıştır. Deney tesisatındaki çeşitli ölçüm aletlerinden alınan veriler, termofiziksel özellik tablolarından akışkan sıcaklık değerine göre okunan termofiziksel özellikler çeşitli ısı transferi, termodinamik ve akışkanlar mekaniğini baz alan matematiksel ifadeler yardımıyla otomobil radyatörünün ısı transfer performansı hesaplanmıştır.

Su+etilen glikol karışımının ve havanın, hacimsel ve kütleli debileri aşağıdaki eşitlikler vasıtasıyla belirlenmektedir [41].

$$\dot{V}_h = V_h A_{\text{kanal}} \quad (3.1)$$

$$\dot{V}_{EG} = V_{EG} A_{\text{boru}} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{EG} = \rho_{EG} \dot{V}_{EG} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_h = \rho_h \dot{V}_h \quad (3.4)$$

Havanın ve su+etilen glikol karışımının Reynolds sayıları ise aşağıdaki eşitlikler vasıtasıyla hesaplanmaktadır [42].

$$Re_{EG} = \frac{\rho_{su} V_{su} D_h}{\mu_{su}} \quad (3.5)$$

$$Re_{hava} = \frac{\rho_{hava} V_{hava} D_h}{\mu_{hava}} \quad (3.6)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.7)$$

burada  $D_h$  hidrolik çapı,  $P$  akışkanın ıslattığı çevreyi,  $A_c$  ise akışkanın geçtiği kesit alanını ifade etmektedir. Yüksek sıcaklıktaki su+etilen glikol karışımından, düşük sıcaklıktaki havaya transfer olan ısı Eşitlik 3.8 ve Eşitlik 3.9 aracılığı ile hesaplanabilmektedir [43]. Burada  $T_{gs}$  radyatöre giren akışkanın,  $T_{çs}$  ise radyatörden çıkan akışkanın sıcaklıklarını ifade etmektedir.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T = \dot{m} c_p (T_{gs} - T_{çs}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{gs} - T_{çs}) = h_{ort} A F \Delta T_{lm} \quad (3.9)$$

Burada F logaritmik ortalama sıcaklık farkı doğrulama faktörüdür ve değeri 1 olarak belirlenmiştir [16]. F değerinin belirlenmesi için yapılan örnek hesaplamalar EK D2’de verilmiştir.  $\Delta T_{lm}$  ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve Eşitlik 3.10 yardımıyla belirlenir. Bu değer etilen glikol karışımının ve havanın radyatöre giriş-çıkış sıcaklıkları yardımıyla hesaplanabilir[43].

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.10)$$

$$\Delta T_1 = T_{gs} - T_{\text{çh}} \quad (3.11)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{çs}} - T_{gh} \quad (3.12)$$

Su+etilen glikol karışımının ortalama ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.13 vasıtasıyla [43], Nusselt sayısı ise Eşitlik 3.14 vasıtasıyla [44] belirlenmektedir. Buradaki ortalama ısı transfer katsayısı değeri otomobil radyatörünün konveksiyonla atılan ortalama ısı taşınım katsayısı değeridir.

$$h_{ort} = \frac{\dot{m}c_p(T_{gs} - T_{\text{çs}})}{AF\Delta T_{lm}} \quad (3.13)$$

$$Nu = \frac{h_{ort}D_h}{k} \quad (3.14)$$

Deney düzeneğinden elde edilen verilerin belirsizlik analiz hesabı ise eşitlik 3.15’te verilen formül vasıtasıyla yapılabilmektedir [45].

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Esanjör etkenliği sırasıyla eşitlik 3.16, 3.17, 3.18 ve 3.19’da verilen formüller vasıtasıyla hesaplanmaktadır. [43]

$$C_s = \dot{m}_s c_{ps} \quad (3.16)$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (3.17)$$

$$C_h < C_s$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_h (T_{gs} - T_{gh}) \quad (3.18)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.19)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.20)$$

Ortalama ısı transfer katsayısının analitik olarak hesaplanmasında  $\varepsilon$ -NTU methodu kullanılmıştır. NTU değerinin belirlenebilmesi ve ortalama ısı transfer katsayısının hesaplanabilmesi Eşitlik 3.22 ve 3.23 aracılığı ile yapılmıştır. [47]

$$NTU = \frac{1}{(C_r - 1)} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{C_r \varepsilon - 1} \right) \quad (3.21)$$

$$h_{NTU} = \frac{C_h \cdot NTU}{A} \quad (3.22)$$

Deneysel verilerden elde edilen Nusselt sayısının ampirik bağıntılarla mukayese edilebilmesi için ise Eşitlik 3.23 ve Eşitlik 3.24 kullanılmıştır. Eşitlik 3.23 Dittus-Boelter eşitliği olarak bilinmektedir, Eşitlik 3.24 ise Gnielinski eşitliğidir. Eşitlik 3.23 ve Eşitlik 3.24'ün geçerli olabilmesi için Reynolds sayısı ve Prandtl sayısının belirli aralıklarda olması gerekmektedir. [44,48]

$$0,7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

$T_s > T_{ort}$  ısıtma  $n=0,4$  ve  $T_{ort} > T_s$  soğutma  $n=0,3$

$$Nu_D = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (3.23)$$

$$0,6 \leq Pr \leq 100$$

$$3000 \leq Re \leq 10^6$$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (3.24)$$

### 3.4. Belirsizlik Hesabı

Seçilen deney yöntemi ve ölçüm cihazıyla ilgili problemler nedeniyle deneysel çalışmalardan elde edilen ölçüm sonuçlarında bazı hatalar olabilir. Bu nedenle, ölçüm sonuçlarının geçerliliği ve güvenilirliği için hata analizi yapılmalıdır. Bu amaçla belirsizlik analizi için Eşitlik 3.15 kullanılmıştır [45]. Burada R, dikkate alınan boyutu, x, bu boyutu etkileyen n değişken sayısını, w ise her değişkenin belirsizlik miktarını temsil eder.

Bu kapsamda, EK bölümünde yer alan ve sonuç analizinde kullanılan denklemler tarafından hesaplanan büyüklükler için Denklem 3.15 yardımıyla bir belirsizlik analizi yapılmıştır. Bu boyutları etkileyen parametrelerin belirsizlik miktarları Çizelge 3.3'te verilmiştir.

**Çizelge 3.5.** Parametrelerin belirsizliği

Değerler	Birim	Belirsizlik
Yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	± %0,03
Hacimsel Debi	m <sup>3</sup> /s	± 3,33*10 <sup>-6</sup>
Özgül Isı	kJ/(kgK)	± %2,5
Sıcaklık	°C	± 0,15
Alan	m <sup>2</sup>	±10 <sup>-6</sup>
Çap	m	±10 <sup>-3</sup>
Dinamik Viskozite	Pas	±%1,5
Hava Hızı	m/s	±%4
Akışkan Hızı	m/s	±3,33*10 <sup>-6</sup>

**Çizelge 3.6.** 600 litre/saat hacimsel debide 70°C su girişi için ve 4 m/s fan hızındaki veriler

Verilen Değerler (Temel Değerler)	Niceliği
$\dot{m}$ (kg/s)	0,1634
$\rho_{su}$ (kg/m <sup>3</sup> )	980,4
$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /s)	1,6667*10 <sup>-4</sup>
$c_p$ (kJ/kgK)	4,187
$\Delta T$ (K)	9,25
$\dot{Q}$ (kW)	6,3284
$A$ (m <sup>2</sup> )	0,175929
$\Delta T_{lm}$ (K)	28,9510
$h_{ort}$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,242492
$D$ (m)	0,0028
$k$ (kW/mK)	6,59*10 <sup>-4</sup>
$V_{su}$ (m/s)	0,271
$\mu_{su}$ (Pas)	0,000433
$\rho_{hava}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,145
$V_{hava}$ (m/s)	4
$D_h$ (m)	0,3669
$\mu_{hava}$ (Pas)	1,846*10 <sup>-5</sup>

Çizelge 3.3'teki örnek parametrelerin belirsizlik analizi, Eşitlik 3.15. denkleminde Çizelge 3.4.'te görülen veriler kullanarak Eşitlik 3.15.'ten yararlanılarak hesaplanmış ve elde edilen belirsizlik değerleri Çizelge 3.7.'de verilmiştir..

**Çizelge 3.7.** Hesaplanan parametreler

Hesaplanan Parametreler	Belirsizlik (%)
$W_{\dot{m}}$	1,9981
$W_{\dot{Q}_{out}}$	3,5877
$W_{h_{ort}}$	3,6241
$W_{Nu}$	5,4669
$W_{Re_{hava}}$	4,28
$W_{Re_{akışkan}}$	3,878

Çizelge 3.3'te verilen değerler kullanarak kütleli debi ( $\dot{m}$ ) radyatörden aktarılan ısı ( $\dot{Q}_{out}$ ), ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ), Nusselt sayısı (Nu), havanın ve akışkanın Reynolds sayıları (Re) için sırasıyla belirsizlik analizleri yapılmıştır. Bunlar Çizelge 3.5'de gösterilmiştir, en yüksek belirsizlik Nusselt sayısı için %5,4669 olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle, belirsizlik analizi sonuçlarına dayanarak, bu çalışmadan

elde edilen verilerin kabul edilebilir bir belirsizliğe sahip olduğunu belirtmek mümkündür.

600 litre/saat hacimsel debi, 70°C su giriş sıcaklığı için, 4 m/s fan hızında veriler ele alınarak örnek bir belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. EK C1’de kütleli debi, EK C2’de radyatörden atılan ısı, EK C3’te deneysel ortalama ısı transfer katsayısı, EK C4’te Nusselt sayısı, EK C5’te  $Re_{akışkan}$  ve EK C6’ta ise  $Re_{hava}$  ile ilgili belirsizlik hesaplamaları yapılarak, işlem adımları gösterilmiştir.

### **3.5. Etkenlik Hesabı**

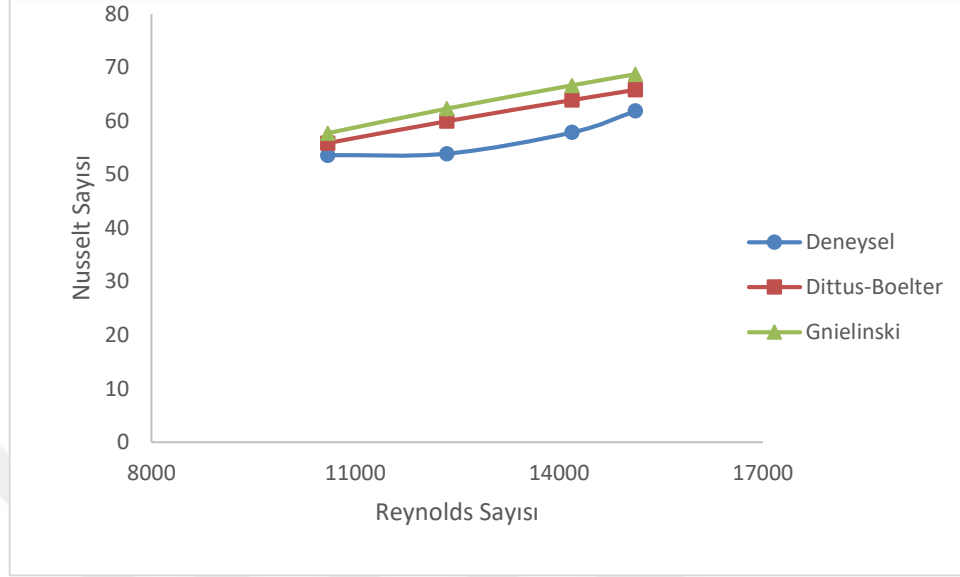
Isı esanjörlerinin performanslarını birbirleriyle mukayese etmek ve esanjörün performansını tayin edebilmek için etkenlik metodu kullanılmıştır. Bu amaçla Eşitlik 3.16, 3.17, 3.18, 3.19 ve 3.20’deki denklemlerden yararlanılarak, 3 farklı çalışma parametresi için etkenlik hesabı yapılmıştır. Yapılan bu hesaplamalar EKE1, EKE2 ve EKE3 kısmında detaylı şekilde verilmektedir. Çalışma kapsamında akışkan tipi olarak 5 farklı akışkan ile çalışılmıştır. Akışkan tipindeki değişim ve akışkanın giriş durumundaki sıcaklık değerleri akışkanın yoğunluk ve özgül ısı gibi termofiziksel özelliklerini değiştirmektedir. Bu özelliklerde meydana gelen değişim otomobil radyatörünün etkenlik ( $\epsilon$ ) değerini de değiştirmektedir. Bu çalışmada ele alınan çalışma parametreleri için radyatör etkenliği  $0,20 \pm 0,5$  olarak hesaplanmıştır.

### **3.6. Deneysel Bulguların Ampirik Bağıntılarla Mukayese Edilmesi**

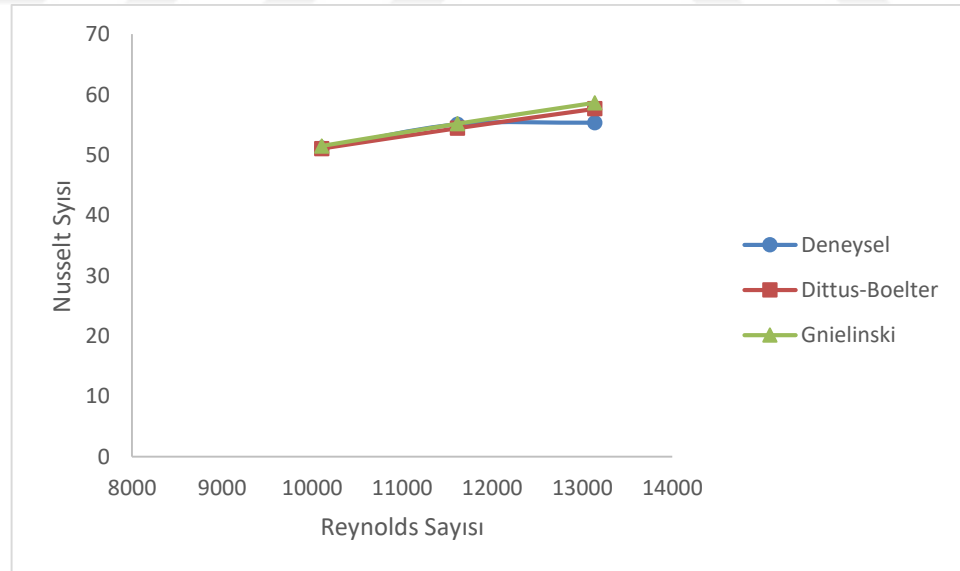
Bu çalışma kapsamında elde edilen deneysel verilerin güvenilirliğinin ampirik bağıntılar ile kontrol edilebilmesi amacıyla literatürde ki benzer çalışmalar taranmış ve bu amaçla “Gnielinski” ve “Dittus-Boelter” ampirik bağıntılarının kullanılmasına karar verilmiştir.

Bu kapsamda, Eşitlik 3.23 ve Eşitlik 3.24’de verilen ampirik denklemler vasıtasıyla Nusselt sayısı belirlenmiş ve deneylerden elde edilen datalar yardımıyla hesaplanan Nusselt sayısı ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, sırasıyla 50°C, 60°C, 70°C, 80°C giriş sıcaklıkları için 1320 litre/saat akışkan giriş debisi ve sabit 4 m/s hava hızı koşullarında su akışkanı için irdeleme yapılmıştır. Ayrıca yine 60°C, 70°C, 80°C giriş sıcaklıkları için 1080 litre/saat akışkan giriş debisi ve sabit 2 m/s hava hızı koşulları

için su akışkanı kullanılarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Deneysel datalar ve apririk denklemler vasıtasıyla hesaplanan Nusselt sayıları için çizilen eğriler, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’de birlikte verilmiştir.



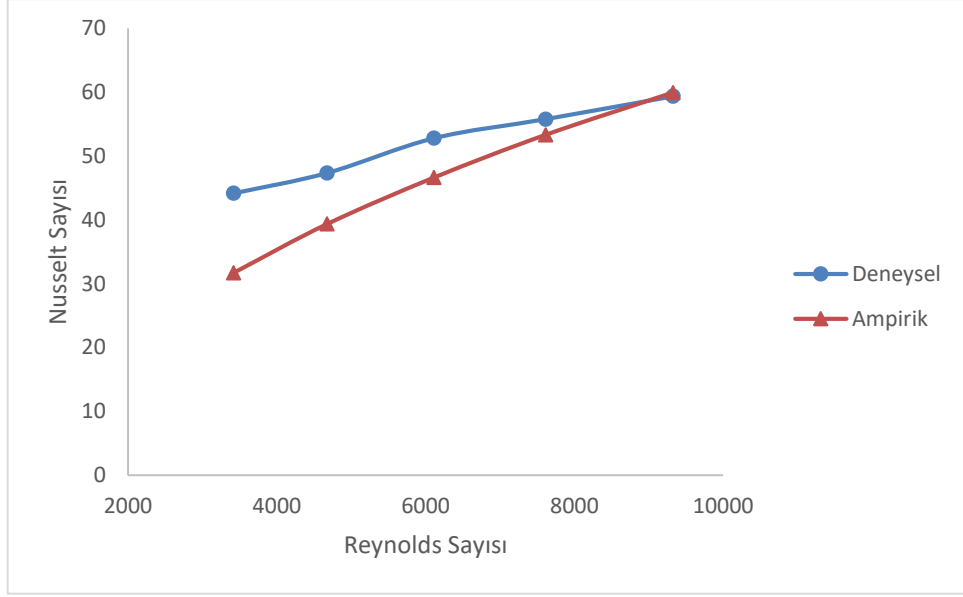
**Şekil 3.12.** 4 m/s hava hızı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik bağıntıların sonuçlarının karşılaştırılması



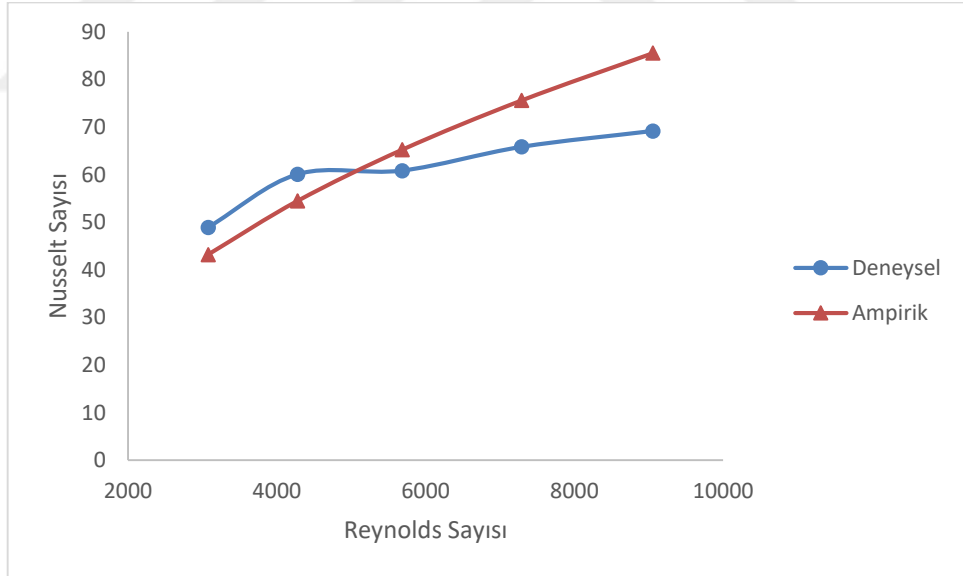
**Şekil 3.13.** 2 m/s hava hızı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik bağıntıların sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 beraber incelendiğinde deneysel yöntemden elde edilen sonuçlar ile, Dittus-Boelter eşiliği ve Gnielinski eşitliği ile hesaplanan Nusselt sayıları arasında bir uyum olduğu görülmektedir. Her iki grafikte de çizilen eğrilerin birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Deney düzeneğinden elde edilen verilerin iki ayrı ampirik denklem ile mukayesesi sonucunda, deney tesisatından alınan dataların ve deneysel hesaplama yönteminin güvenilir seviyede olduğu söylenebilir. Örnek parametreler için, Dittus-Boelter eşiliği kullanılarak yapılan örnek hesaplamalar Ekler bölümünde Ek F1’de verilmiştir.

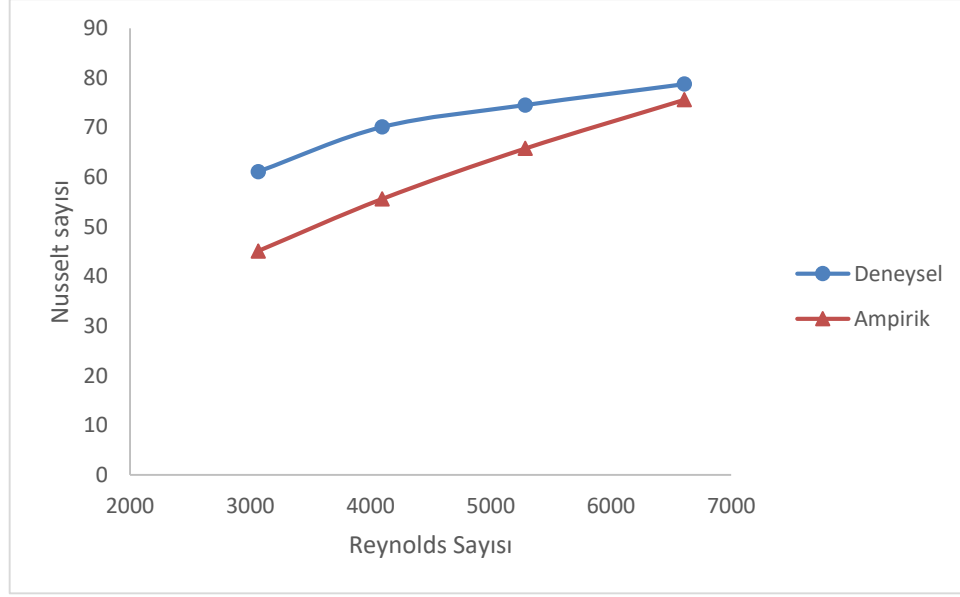
Ayrıca farklı EG oranları için elde edilen deneysel veriler, Eşitlik 3.24’de verilen Gnielinski ampirik denkleminde elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Isı transfer akışkanı içerisinde bulunan EG oranının değişmesiyle, karışım akışkanının bazı termofiziksel özellikleri değişmektedir. Reynolds sayısı ise, yoğunluk ve dinamik viskozite gibi termofiziksel özelliklerin bir fonksiyonudur. Bundan dolayı akışkan içerisinde bulunan EG oranının artması ile akışkanın Reynolds sayısının değeri azalmaktadır. Bu sebeple EG ilaveli akışkanlarda deneysel verilerin karşılaştırılması amacıyla sadece Eşitlik 3.24’de verilen ampirik bağıntı kullanılabilmiştir. Çünkü, akışkanın termofiziksel özelliklerin değişmesi ile çalışılan Reynolds sayısının değeri Eşitlik 3.23’de verilen Dittus-Boelter ampirik bağıntısının kullanım sınırlarının dışında kalabilmektedir. Bu kapsamda, sırasıyla 40°C, 50°C, 60°C, 70°C, 80°C giriş sıcaklıkları için 840 litre/saat akışkan giriş debisi ve 4 m/s hava hızı koşulları için doğrulama çalışması yapılmıştır. Deneysel datalar ve ampirik denklem vasıtasıyla hesaplanan Nusselt sayıları için çizilen eğriler, %25EG, %50EG ve %75EG akışkanları için sırasıyla Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de birlikte verilmiştir.



**Şekil 3.14.** %25EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması



**Şekil 3.15.** %50EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması



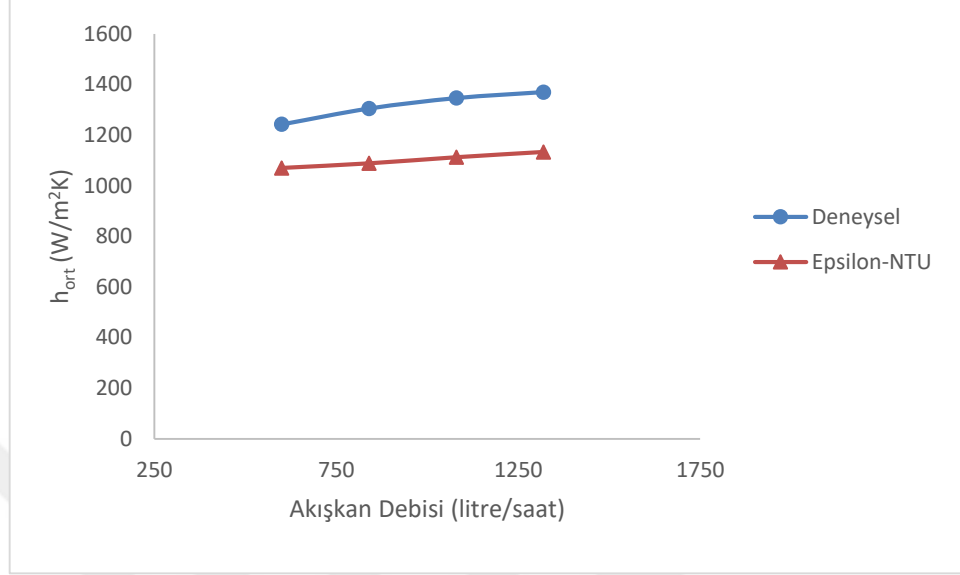
**Şekil 3.16.** %75EG akışkanı için, bu çalışmanın sonuçları ile ampirik sonuçların karşılaştırılması

Şekil 3.14, Şekil 3.15 ve Şekil 3.16 beraber incelendiğinde, deneysel olarak hesaplanan Nusselt sayısı için çizilen eğri ile, Reynolds ve Prandtl sayısının bir fonksiyonu olan Gnielinski ampirik bağıntısı yardımıyla belirlenen Nusselt sayısı için çizilen eğri birlikte görülmektedir. Her üç grafikte de çizilen eğrilerin değerlerinin birbirlerine yakın mertebede olduğu ve eğrilerin birbirleri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada kurulan deney düzeneğinden elde edilen verilerin ve deneysel çalışma prosedürünün güvenilebilir mertebede olduğu düşünülebilir.

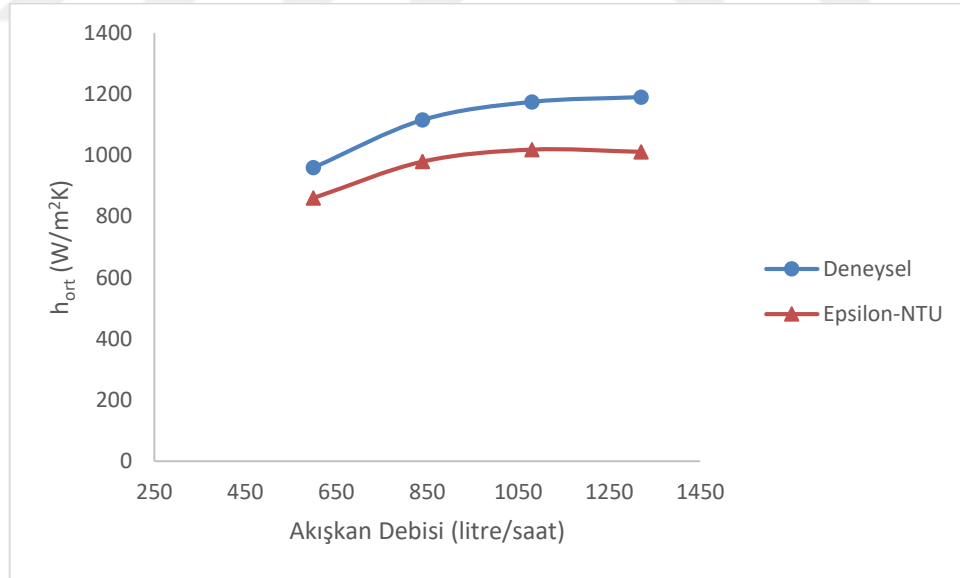
### 3.7. Deneysel Bulguların Analitik Yöntemle Mukayese Edilmesi

Tez kapsamında elde edilen deneysel verilerin güvenilirliğinin analitik olarak kontrol edilebilmesi amacıyla literatürde ki benzer çalışmalar taranmış ve bu amaçla “epsilon-NTU” analitik metodunun kullanılmasına karar verilmiştir. Bu kapsamda, Eşitlik 3.16, 3.17, 3.18, 3.19, 3.20, 3.21 ve 3.22 kullanılmış,  $U_{NTU}$  değeri hesaplanmıştır, bu hesaplanan değer deneysel NTU ( $h_{NTU}$ ) değerine tekabül etmektedir. Bu amaçla,  $\epsilon$ -NTU metodu kullanılarak hesaplanan  $h_{NTU}$  değeri için çizilen eğri ile deneysel olarak hesaplanan  $h_{ort}$  değeri için çizilen eğri aynı grafikte verilerek karşılaştırma yapılmıştır.

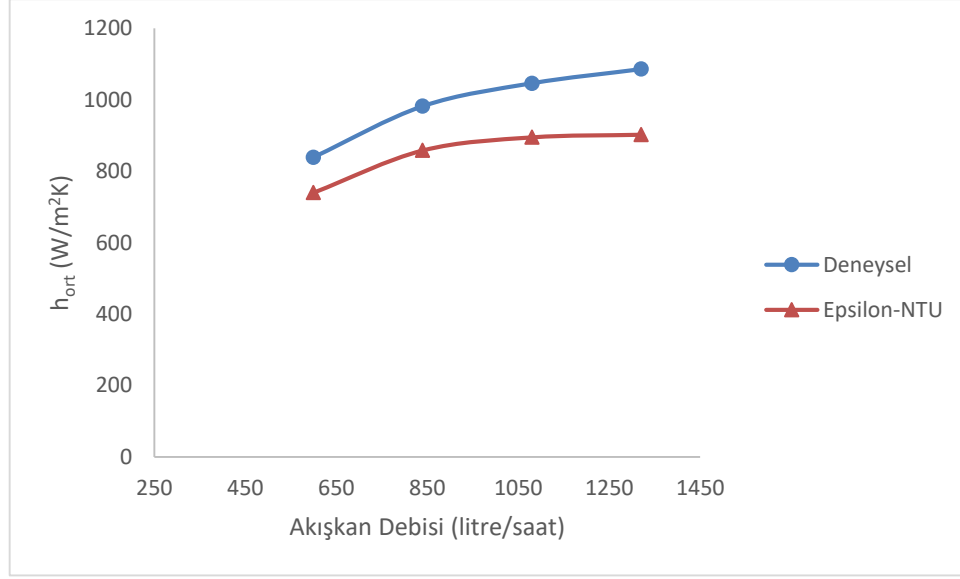
4 m/s sabit hava hızı ve 70°C sabit akışkan giriş sıcaklığında, %0EG, %25EG, %50EG, %75EG ve %100EG akışkanları için yapılan karşılaştırma grafikleri sırasıyla Şekil 3,15, Şekil 3,16, Şekil 3,17, Şekil 3,18 ve, Şekil 3,19'da verilmektedir.



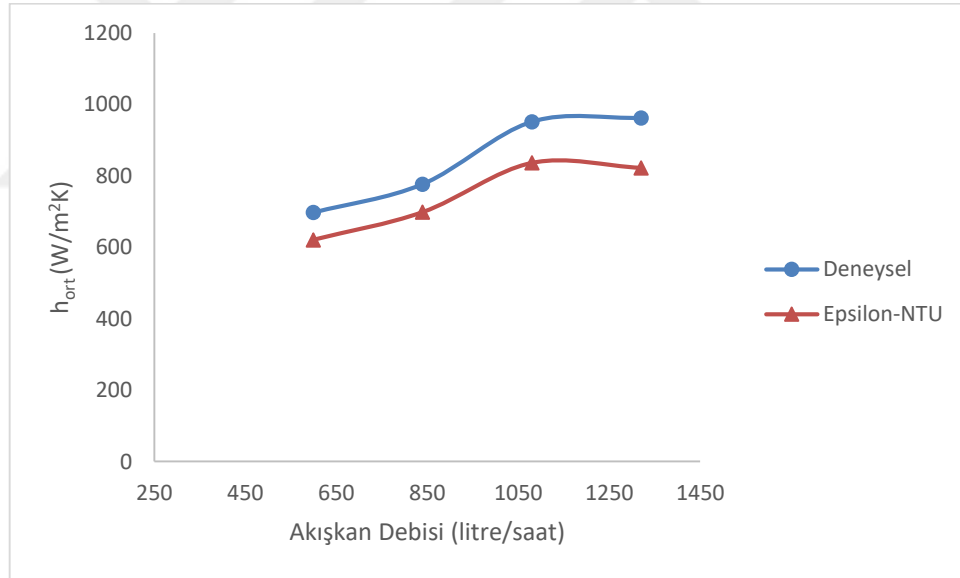
**Şekil 3.17.** %0EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik ε-NTU metodunun karşılaştırılması



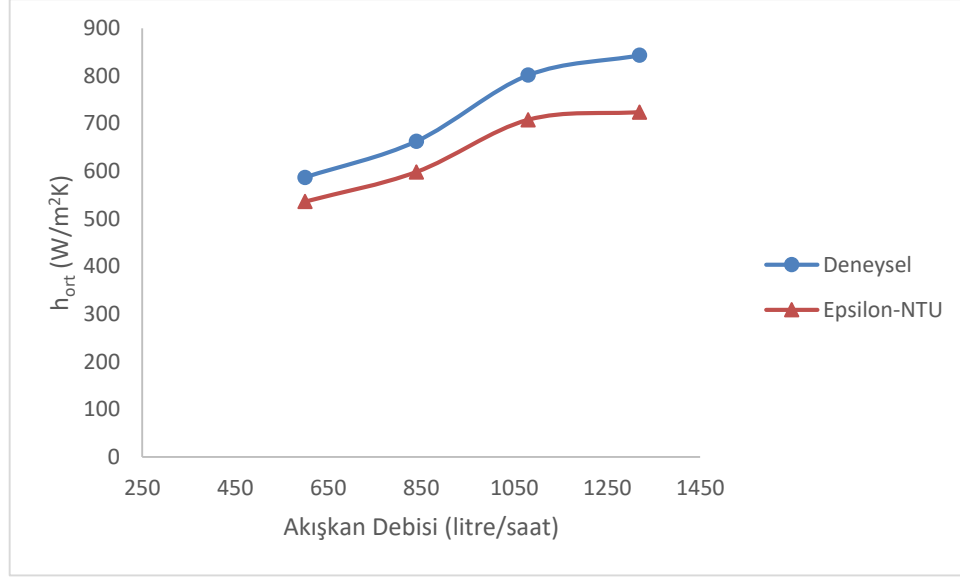
**Şekil 3.18.** %25EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik ε-NTU metodunun karşılaştırılması



**Şekil 3.19.** %50EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik  $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması



**Şekil 3.20.** %75EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik  $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması



**Şekil 3.21.** %100EG akışkanı için, bu çalışma ile analitik  $\epsilon$ -NTU metodunun karşılaştırılması

Şekil 3.15, Şekil 3.16, Şekil 3.17, Şekil 3.18 ve Şekil 3.19 beraber incelendiğinde, tüm grafikler için deneysel ısı transfer katsayısı için çizilen eğri ile  $\epsilon$ -NTU metodu kullanılarak hesaplanan ısı transfer katsayısı için çizilen eğrinin bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla bu çalışmada kurulan deney düzeneğinden elde edilen verilerin ve deneysel çalışma prosedürünün güvenilirlikte olduğu düşünülebilir.

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada, bir otomobil radyatörüne giren soğutucu akışkanın tipi, sıcaklığı, debisi ve soğutma havasının hızı değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Ana akışkan olarak belirlenen suyun içerisine farklı karışım oranlarında etilen glikol (EG) katılarak soğutucu akışkan karışımı hazırlanmıştır. Bu kapsamda %0EG, %25EG, %50EG, %75 EG ve %100EG su+etilen glikol karışım oranları için, akışkanın radyatör giriş debisi 600-1320 litre/saat aralığında, giriş sıcaklığı 40-80°C aralığında ve soğutma hava hızı ise 1-4 m/s aralığında değiştirilerek 300 adet deney yapılmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçların ışığında, bir otomobil radyatörünün ısı transfer performansını irdelenmiştir. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla alakalı olarak 75 adet grafik verilmiştir. Bu grafiklerden 36 tanesinde çalışma akışkanı olarak suyun ısı transfer performansı belli parametreler ışığında irdelenmiştir. Kalan 39 grafikte ise etilen glikolün değişen konsantrasyon oranlarının ısı transfer performansı üzerine olan etkileri üzerinde durulmuştur.

Deneysel prosedür takip edilerek, Çizelge 4.1. 'de detaylı olarak verilen su+etilen glikol karışımının farklı karışım oranları, farklı giriş debileri ve giriş sıcaklıkları için deneyler tekrarlanmıştır. Bu deney matrisi oluşturulurken deney düzeneğinin ulaşabildiği maksimum sıcaklık aralığı ve havı hızı ele alınarak literatürdeki çalışmalar incelenerek binek tipte gerçek bir otomobil radyatöründeki dolaşan akışkan debilerine yakın akışkan debi değerleri alınarak oluşturulmuştur.

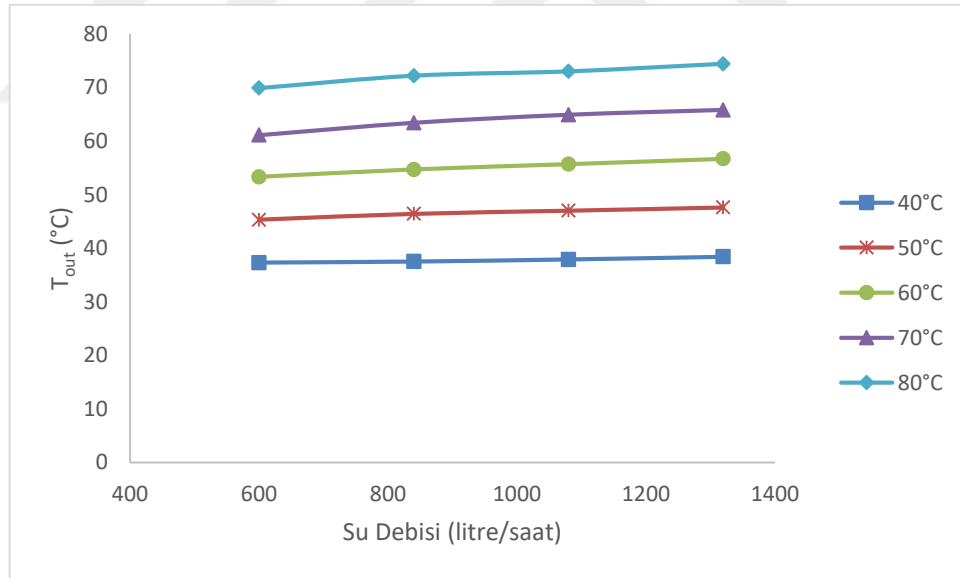
**Çizelge 4.1.** Deney matrisi

Akışkan Tipi	Akışkan Giriş Sıcaklığı (°C)	Akışkan Giriş Debisi (litre/saat)	Hava Hızı (m/s)
% 100 Su	40	600	1
% 100 EG	50	840	2
% 75 EG-%25 Su	60	1080	4
% 50 EG-%50 Su	70	1320	
% 25 EG-%75 Su	80		

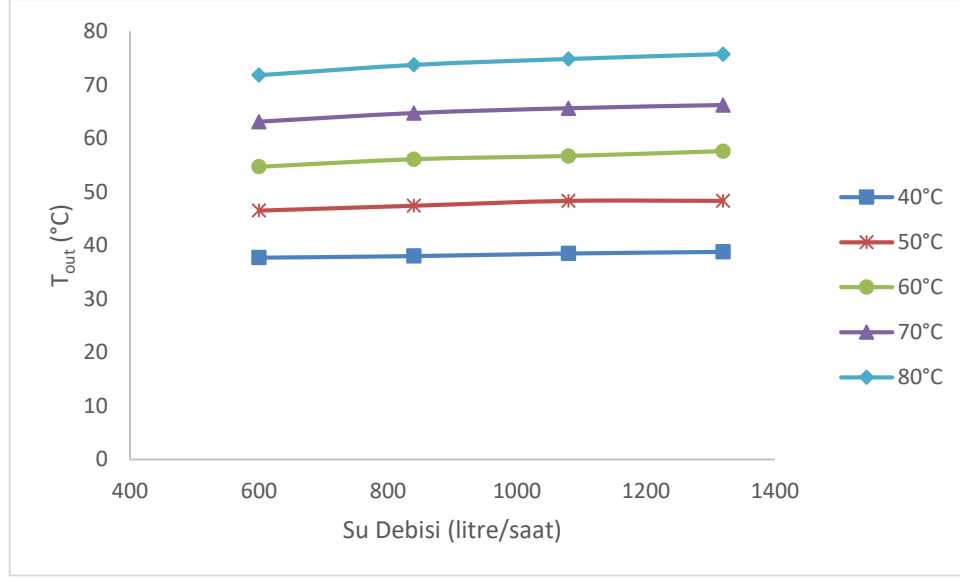
Daha sonra termofiziksel özellik tablolarından yığın sıcaklık yaklaşımı yapılarak, hava, su ve etilen glikolün yoğunluk, viskozite, ısıl iletkenlik katsayısı ve özgül ısı gibi değerleri belirlenmiştir.

Deneylelerden elde edilen ölçüm sonuçları ve Matematiksel Bağıntılar kısmındaki eşitlikler yardımıyla, çalışma kapsamında ele alınan parametreler için radyatörün soğutma performansı irdelenmiştir. Bu deneylelerden elde edilen sonuçlardan bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de sırasıyla 4 m/s ve 2 m/s hava hız değerleri için, radyatör su çıkış sıcaklığının su giriş debisi ile değişimi farklı su giriş sıcaklıkları için verilmiştir. Genel olarak, artan su giriş debisi ile çıkan suyun sıcaklığı lineer olarak artış göstermektedir. Ayrıca, radyatörde akışkanının giriş sıcaklığı arttıkça, çıkış sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Bu durum, çalışılan tüm eğriler için geçerlilik göstermektedir. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 birlikte değerlendirildiğinde, hava hızının 2 m/s’den 4 m/s’ye artırılması ile yani artan hava hızı ile, su çıkış sıcaklıklarının belli bir ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi 4 m/s’lik hava hızının soğutma etkisinin 2 m/s’lik hava hızına göre fazla olmasındandır. Bu durumun, çalışılan tüm su debileri ve su giriş sıcaklıkları için benzerlik gösterdiği görülmüştür.

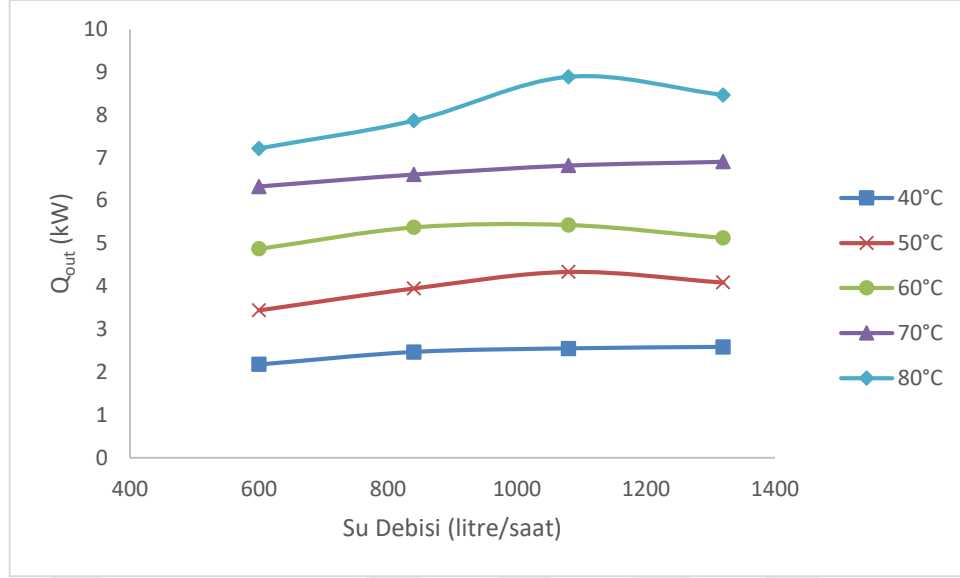


**Şekil 4.1.** 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $T_{out}$  grafiği

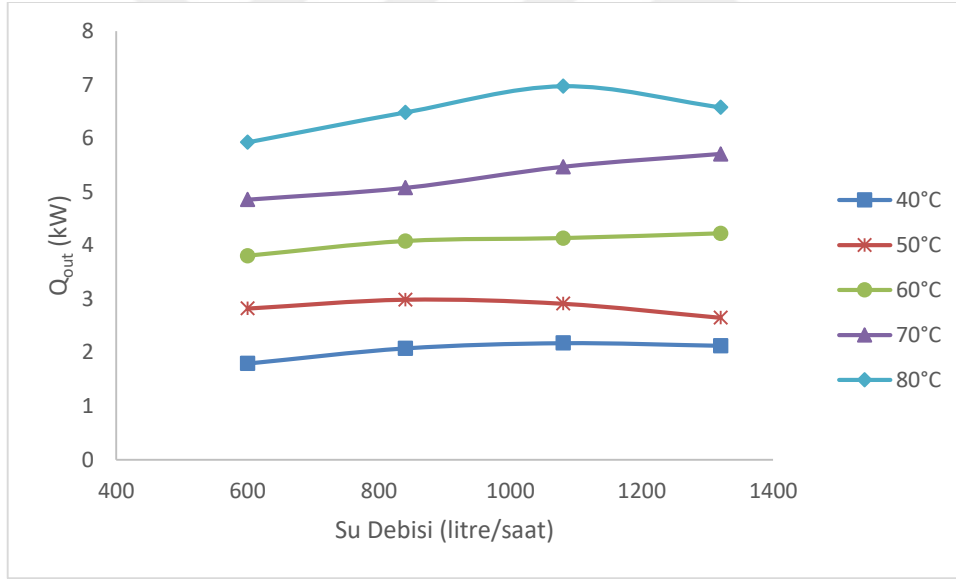


**Şekil 4.2.** 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi- $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 incelendiğinde, farklı su giriş sıcaklıkları için radyatörden atılan ısının su giriş debisi ile değişimi, hava hızı 2 m/s ve 4 m/s için incelenmiştir. Şekil 4.4.'de görüldüğü üzere, tüm su giriş sıcaklıkları için, artan su giriş debisi ile radyatörden gerçekleşen ısı transferi de bir miktar artış göstermektedir. Bunun sebebi hacimsel debi ile kütleli debi arasında bir ilişki olmasından kaynaklanmaktadır. Kütleli debi; hacimsel debi ve yoğunluğun bir fonksiyonudur. Aynı şekilde atılan ısı değeri de özgül ısı, kütleli debi ve sıcaklık farkının bir fonksiyonudur. Bu sebeple hacimsel debideki artış radyatör üzerinden atılan ısı değerinin artırmıştır. Şekil 4.3'te sabit su giriş debisi ele alındığında, su giriş sıcaklığının artışını ile radyatörden atılan ısıda önemli bir artış gerçekleştiği görülmektedir. Yani artan su giriş sıcaklık değerlerinde atılan ısı değeri de lineer olarak artmıştır. Bu durum tüm su debilerinde benzerlik göstermektedir. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 birlikte incelendiğinde, her iki hava hızı için genel yapının oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak artan hava hızıyla radyatörden atılan ısıda önemli bir artış söz konusudur. Artan hava hızı ile konveksiyon ile olan ısı transferi yani zorlanmış taşınım değeri artmıştır. Bu sebeple Şekil 4.3'teki atılan ısı değerleri Şekil 4.4'teki değerlere göre yaklaşık olarak %25 daha fazladır.



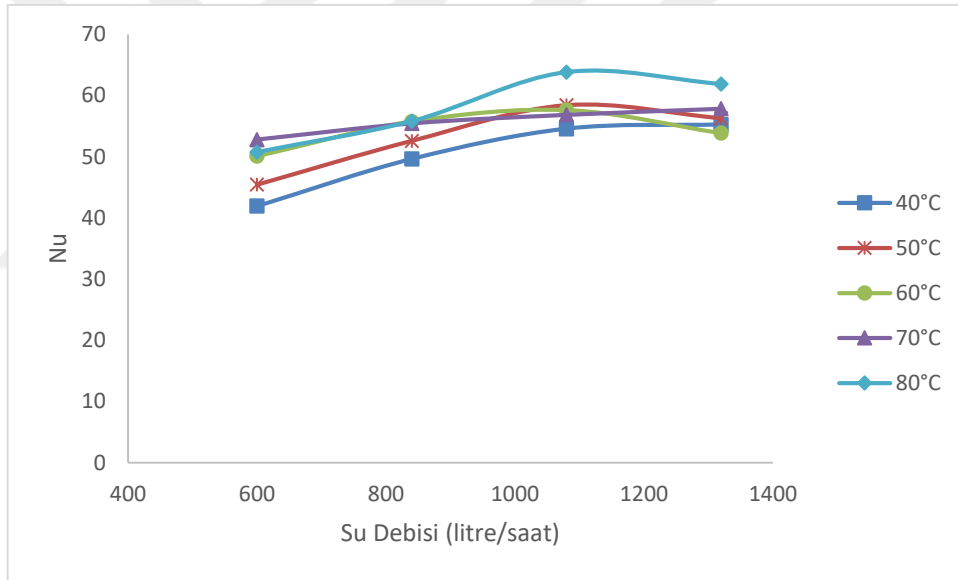
**Şekil 4.3.** 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında Su debisi- $Q_{out}$  grafiği



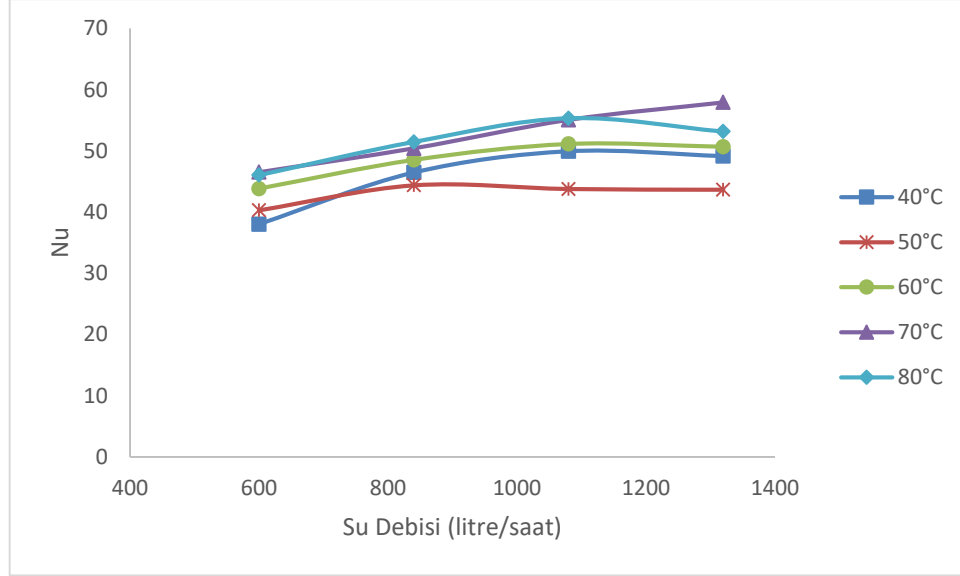
**Şekil 4.4.** 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında Su debisi- $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da incelendiğinde, farklı su giriş sıcaklıkları için Nusselt (Nu) sayısının su debisi ile değişimi, hava hızı 2 m/s ve 4 m/s için verilmiştir. Şekil 4.5'te hava hızı 4 m/s'de sabit tutulduğunda, Nusselt sayısının su giriş debisi ile değişimi farklı su giriş sıcaklıkları için görülmektedir.

Şekil 4.5 incelendiğinde, su giriş debisinin artışı ile Nusselt sayısının artış gösterdiği görülmektedir. Bunun sebebi debi artışıyla ortalama ısı transfer katsayısının artmasıdır. Nusselt sayısı ısı taşınım katsayısı, hidrolik çap ve ısı iletim katsayısının bir fonksiyonudur. Bu durum tüm su giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerde benzerlik göstermektedir. Ayrıca küçük su giriş debilerinde, su giriş sıcaklığının artışı ile Nusselt sayısının arttığı söylenebilir. Su giriş debisi arttıkça benzer bir eğilim gözlenmekle beraber, farklı su giriş sıcaklıkları için hesaplanan Nusselt sayılarının değerlerinin birbirine yaklaştığı görülmektedir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 birlikte incelendiğinde, her iki hava hızı için genel yapının oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak artan hava hızıyla Nusselt sayısında önemli bir artış söz konusudur. Artan hava hızının taşınımıyla olan ısı transferini artırmasından dolayı, hava hızındaki artışla Nusselt sayısındaki artış doğru orantılıdır.

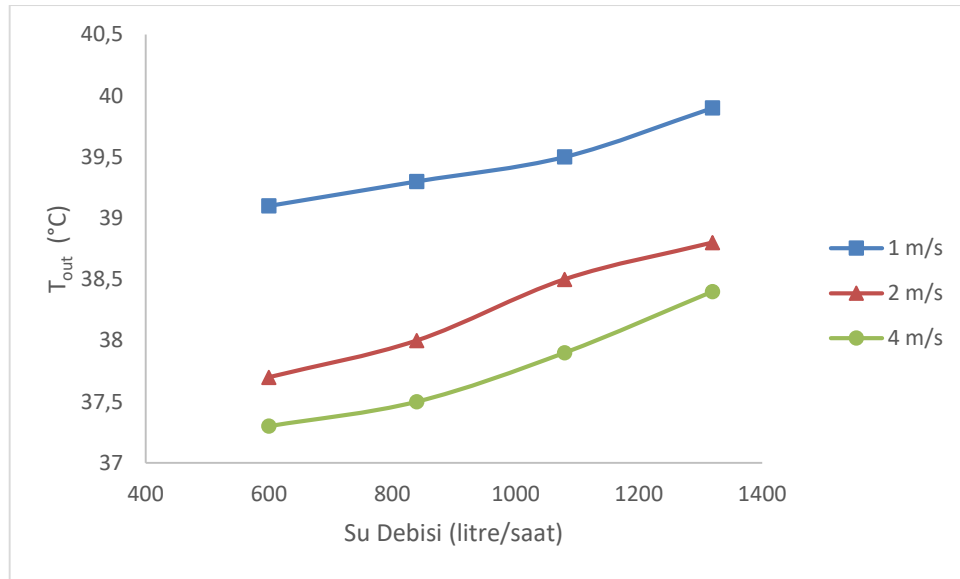


Şekil 4.5. 4 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında Su debisi-Nu grafiği



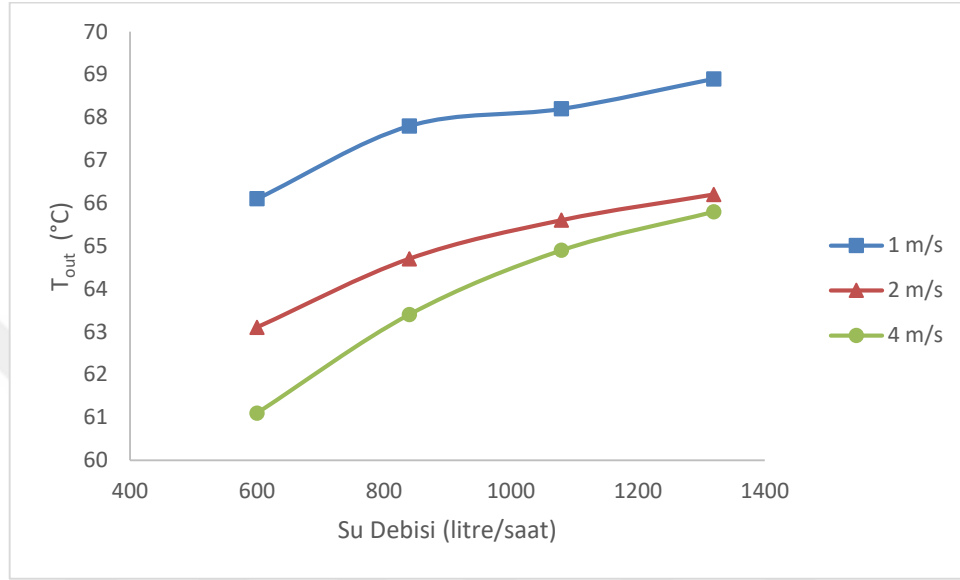
**Şekil 4.6.** 2 m/s hava hızında farklı giriş sıcaklık koşullarında su debisi-Nu grafiği

Şekil 4.7’de ise su giriş sıcaklığı 40°C’de ve Şekil 4.8.’de ise su giriş sıcaklığı 70°C’de sabit tutulduğunda, suyun çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) su debisi ile değişimi farklı hava hızları için verilmektedir. Şekil 4.8’de görüldüğü üzere su giriş debisindeki artış ile suyun çıkış sıcaklığı arasında lineere yakın bir artış gözlemlenmektedir. Hava hızında artış durumunda ise suyun sıcaklık değerinde düşüş görülmüştür. Hava hızındaki artış ile beraber akışkanın soğuması daha da hızlanmaktadır, bu sebeple hava hızı arttıkça akışkan çıkış sıcaklığının değeri de düşmektedir.



**Şekil 4.7.** 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $T_{out}$  grafiği

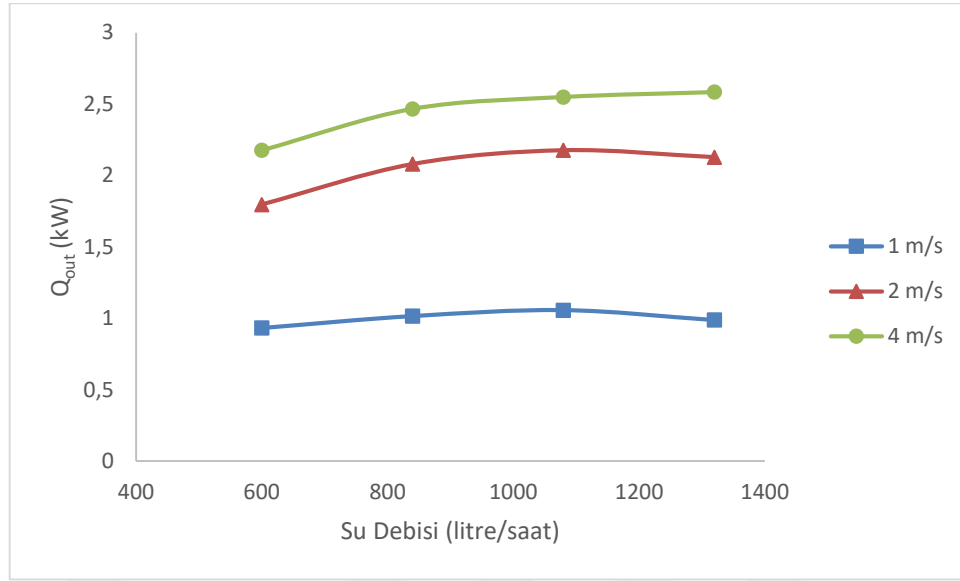
Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 birlikte değerlendirildiğinde, hava hızındaki artışın çıkış sıcaklığını düşürdüğü, su giriş debisindeki artışın ise çıkış sıcaklığını yükselttiği görülmüştür. Şekil 4.8'deki akışkan çıkış sıcaklık değerlerinin Şekil 4.7'ye göre daha büyük olmasının sebebi ise, akışkan giriş sıcaklığının daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.



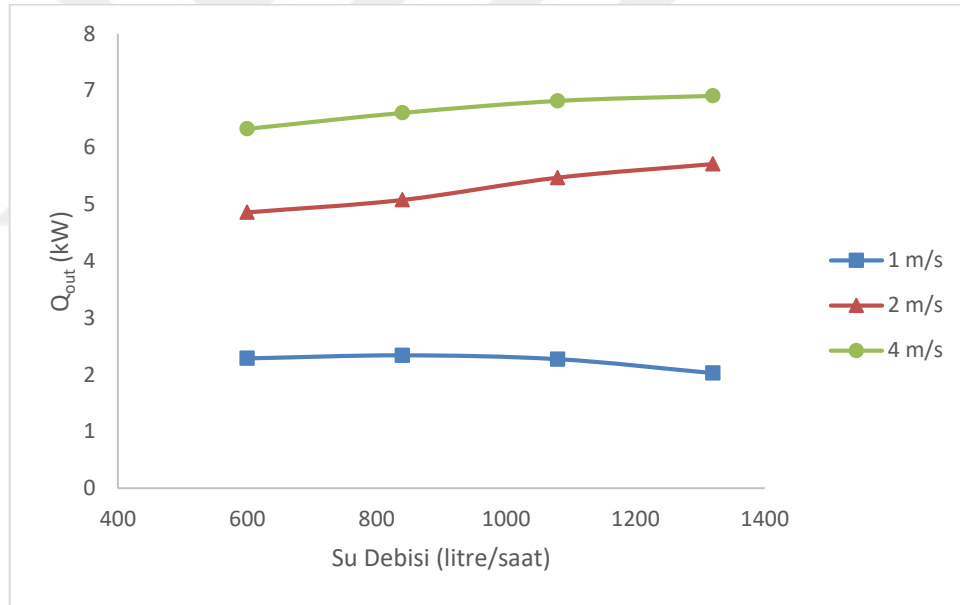
**Şekil 4.8.** 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi- $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.9'da ise su giriş sıcaklığı 40°C'de ve Şekil 4.10'da ise su giriş sıcaklığı 70°C'de sabit tutulduğunda, radyatörden atılan ısının ( $Q_{out}$ ) su debisi ile değişimi farklı hava hızları için verilmektedir. Şekil 4.9.'da su giriş sıcaklığı 40°C'de sabit tutulduğunda; su giriş debisindeki artış ile radyatörden atılan ısı arasında lineere yakın bir artış gözlemlenmektedir. Hava hızında artış durumunda ise radyatörden atılan ısının arttığı gözlemlenmiştir. Her iki grafikte de hava hızında artış durumunda radyatörden atılan ısı miktarı artmıştır.

Bunun sebebi hava hızındaki artışın zorlanmış konveksiyona olan pozitif etkisidir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 birlikte değerlendirildiğinde, hava hızındaki ve su giriş debisindeki artışın radyatörden atılan ısı miktarını artırdığı görülmüştür. Şekil 4.10'daki radyatörden atılan ısı değerlerinin Şekil 4.9'a göre daha büyük olmasının sebebi ise, giriş durumundaki akışkan sıcaklığın daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.



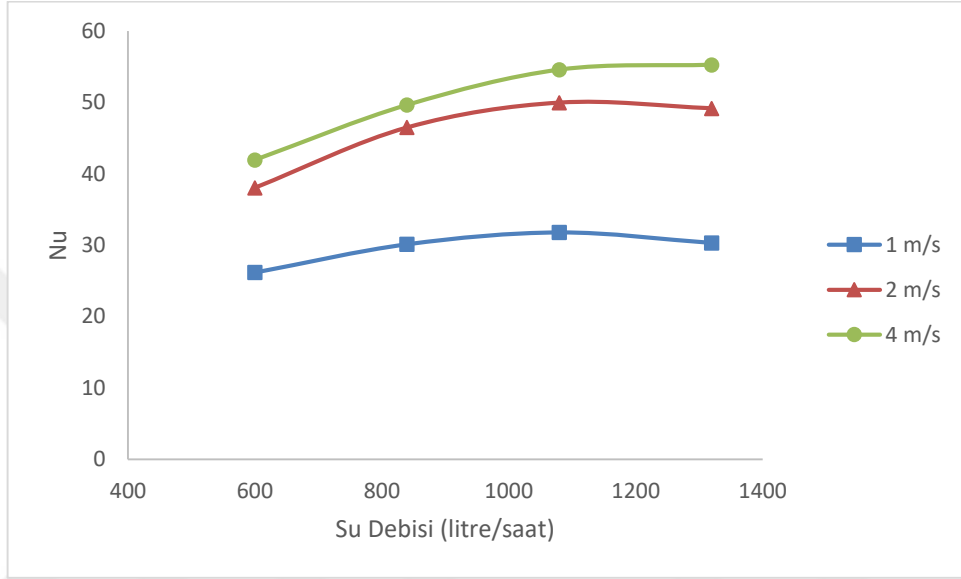
Şekil 4.9. 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Q<sub>out</sub> grafiği



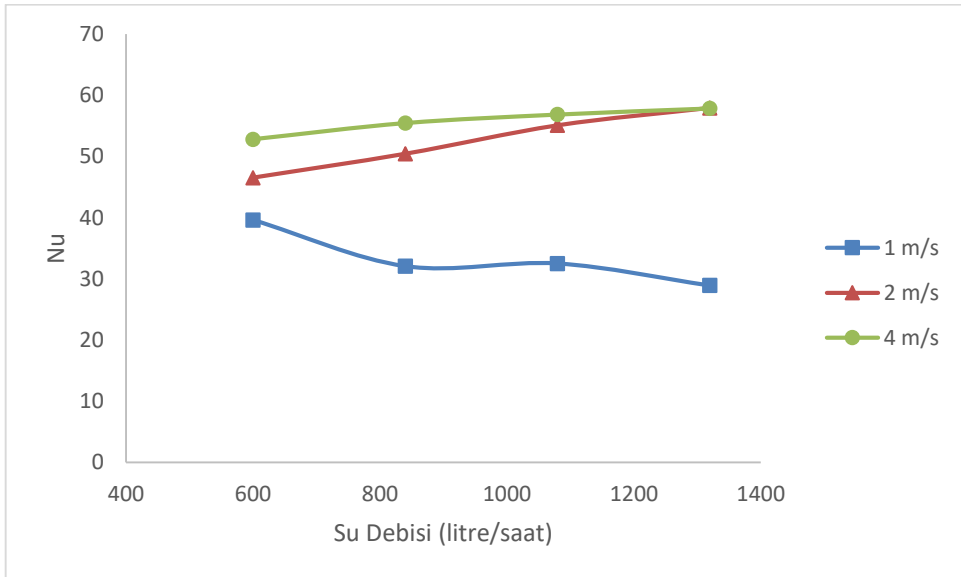
Şekil 4.10. 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Q<sub>out</sub> grafiği

Şekil 4.11’de su giriş sıcaklığı 40°C’de ve Şekil 4.12’de ise su giriş sıcaklığı 70°C’de sabit tutulduğunda, Nusselt (Nu) sayısının su debisi ile değişimi farklı hava hızları için verilmektedir. Şekil 4.11’de su giriş sıcaklığı 40°C’de sabit tutulduğunda; su giriş debisindeki artış ile Nusselt sayısı arasında lineere yakın bir artış gözlemlenmektedir. Şekil 4.12’de özellikle 1 m/s hava hızı için Nusselt sayısında düzensiz bir grafik oluşmuştur. Grafiğin böyle oluşmasının sebebi ölçüm aletlerin belirsizliği, deneyi

gerçekleştiren personelin acemiliği, ölçüm aletlerindeki okuma hataları vb. gibi parametrelerdir. Hava hızında artış durumunda ise Nusselt sayısındaki artış olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12 birlikte değerlendirildiğinde, hava hızındaki ve su giriş debisindeki artışın Nusselt sayısını artırdığı görülmüştür. Şekil 4.12'deki Nusselt sayılarının Şekil 4.11'e göre daha büyük olmasının sebebi ise, giriş durumundaki akışkan sıcaklığın daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.

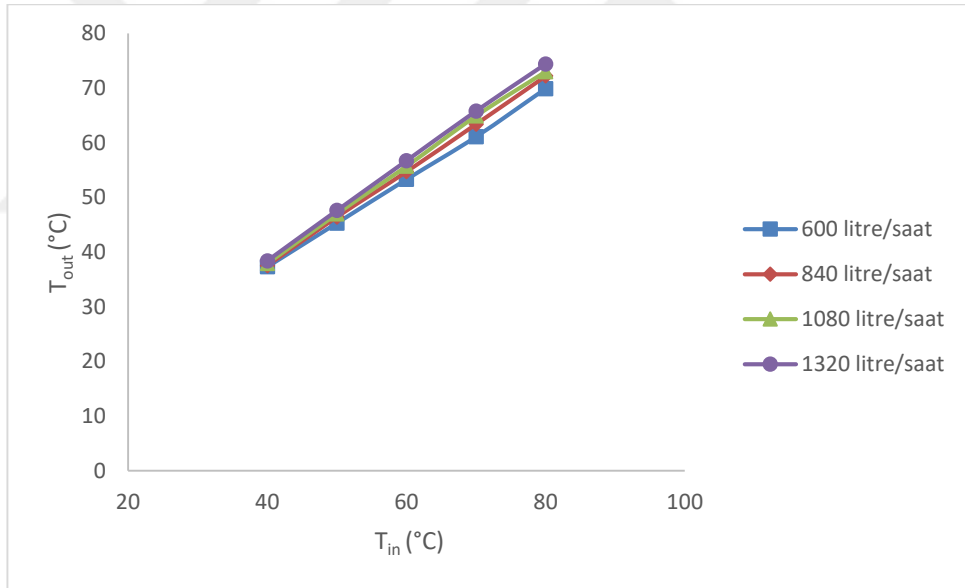


**Şekil 4.11.** 40°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Nu grafiği



**Şekil 4.12.** 70°C giriş koşulunda farklı hava hızları için su debisi-Nu grafiği

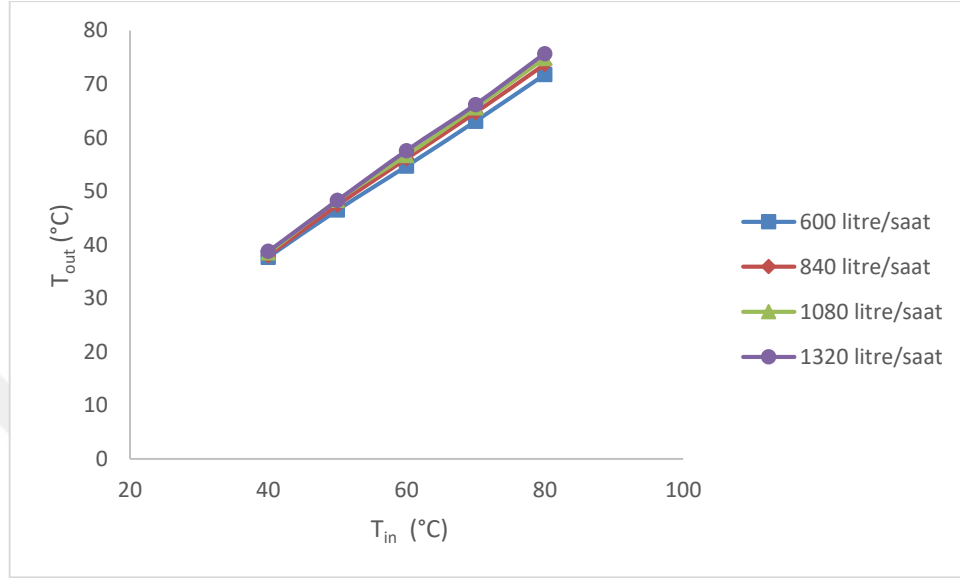
Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de sırasıyla 4 m/s ve 2 m/s fan hava hızları için, radyatör su çıkış sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi farklı su debileri için verilmiştir. Şekil 4.14 incelendiğinde, çizilen eğrilerin birbirine oldukça benzer davranış sergilediği görülmektedir. Genel olarak, artan su giriş sıcaklığı ile çıkan suyun sıcaklığı lineer olarak artış göstermektedir. Bu durum çalışılan tüm su debileri için benzer bir yapıdadır. Ayrıca, radyatörün içinden geçen suyun debisi arttıkça, su çıkış sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Bu durum ise, çalışılan tüm su giriş sıcaklıkları için geçerlilik göstermektedir. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14 birlikte değerlendirildiğinde, hava hızının 2 m/s’den 4 m/s’ye artırılması ile, farklı su debileri için çizilen eğrilerin birbirine yaklaştığı, fakat genel davranışın değişmediği görülmektedir. Artan hava hızı ile, su çıkış sıcaklıklarının belli bir ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi hava hızındaki artışın soğutma davranışını artırmasındandır. Bu durumun, çalışılan tüm su debileri ve su giriş sıcaklıkları için gerçekleştiği görülmüştür.



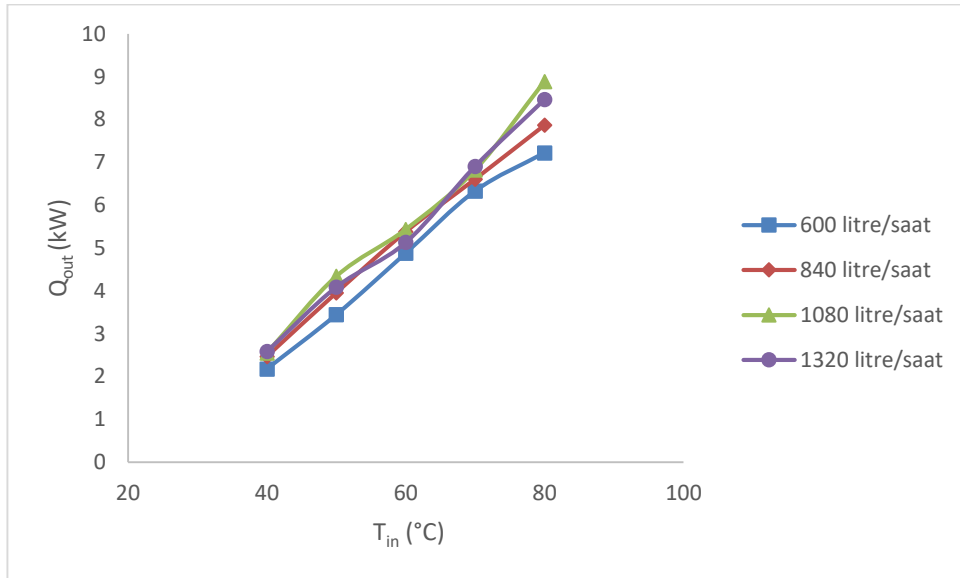
**Şekil 4.13.** 4 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için  $T_{in}$ - $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 incelendiğinde, farklı su giriş debileri için radyatörden atılan ısının su giriş sıcaklığı ile değişimi, hava hızı 2 m/s ve 4 m/s için görülmektedir. Şekil 4.15’den de görüldüğü üzere, tüm su giriş debileri için, artan su giriş sıcaklığı ile radyatörden gerçekleşen ısı transferi de bir miktar artış göstermektedir. Şekil 4.15’de sabit su giriş sıcaklığı ele alındığında, su giriş debisinin artışı ile radyatörden atılan ısıda bir miktar artış gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum tüm su giriş sıcaklıklarında

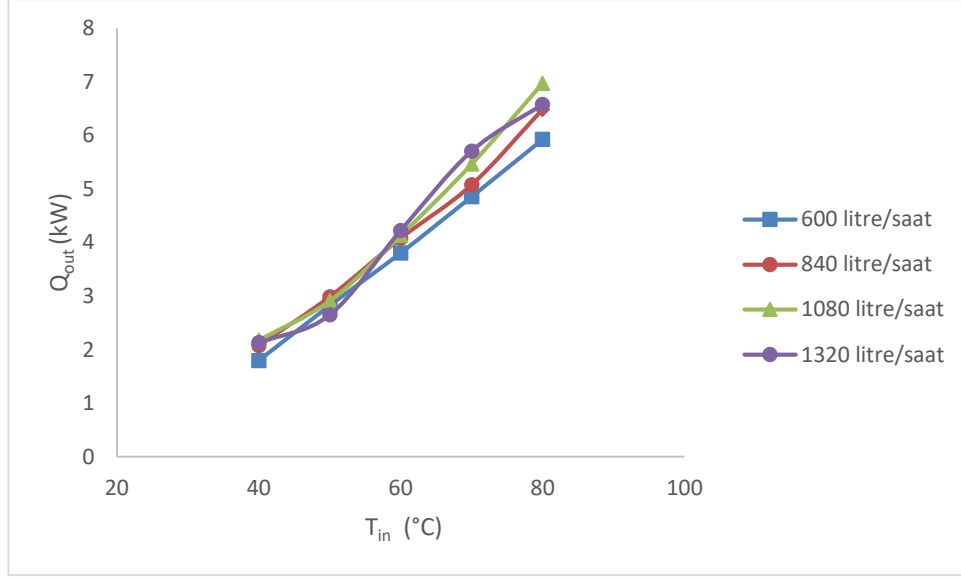
benzerlik göstermektedir. Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 birlikte incelendiğinde, her iki hız değeri için genel yapının oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak artan hava hızı ile radyatörden atılan ısıda önemli bir artış söz konusudur. Yani hava hızının 2 m/s'den 4 m/s ye çıkarılması ile radyatörden atılan ısı yaklaşık olarak %25 artış göstermiştir.



Şekil 4.14. 2 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için T<sub>in</sub>-T<sub>out</sub> grafiği

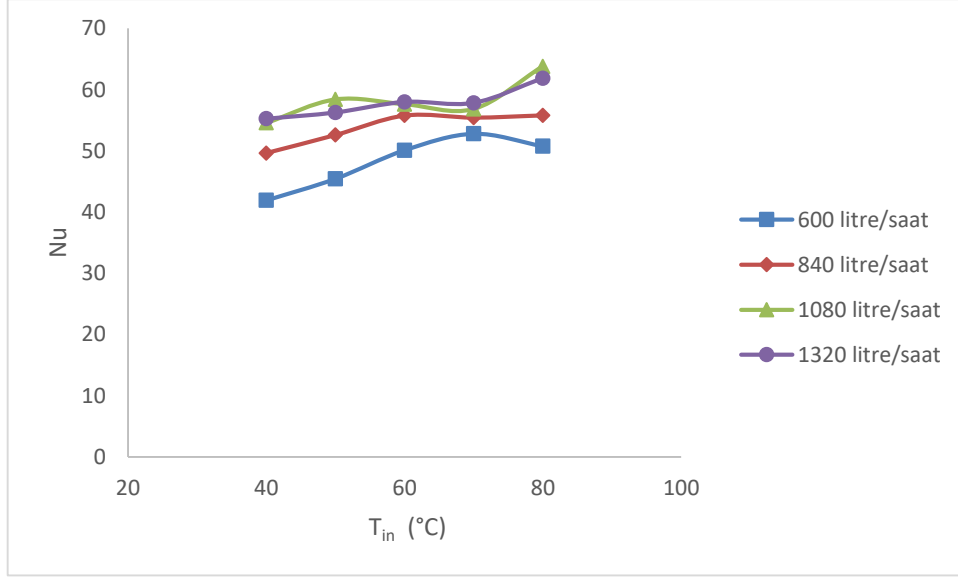


Şekil 4.15. 4 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için T<sub>in</sub>-Q<sub>out</sub> grafiği

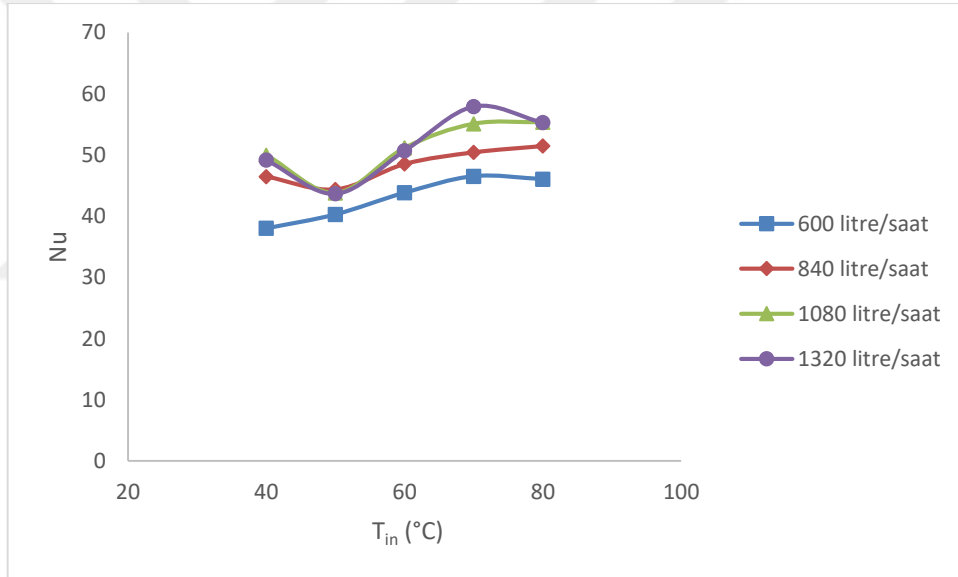


**Şekil 4.16.** 2 m/s hava hızında farklı giriş su debileri için T<sub>in</sub>-Q<sub>out</sub> grafiği

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18 incelendiğinde, farklı su giriş debileri için Nusselt sayısının su giriş sıcaklığı ile değişimi, hava hızı 2 m/s ve 4 m/s için görülmektedir. Şekil 4.17'den de görüldüğü üzere, tüm su giriş debileri için, artan su giriş sıcaklığı ile Nusselt sayısında bir miktar artış görülmektedir. Şekil 4.17'de sabit su giriş sıcaklığı ele alındığında, su giriş debisinin artışı ile Nusselt sayısında önemli bir artış gerçekleştiği görülmektedir. Bunun sebebi giriş debisindeki artış radyatörden atılan ısı artırmış, böylelikle ortalama ısı transfer katsayısı da artmıştır. Nusselt sayısı ortalama ısı transfer katsayısıyla artışla doğru orantılı olduğu için Nusselt sayısı da debi artışıyla artmıştır. Bu durum tüm su giriş sıcaklıklarında benzerlik göstermektedir. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18 birlikte incelendiğinde, her iki hız değeri için genel yapının oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak artan hava hızı ile Nusselt sayısında önemli bir artış söz konusudur. Hava hızındaki artış konveksiyonla olan ısı transferini arttırmıştır. Nusselt sayısı da fiziksel anlam olarak konveksiyonla atılan ısının, iletimle atılan ısıya oranıdır. Bu sebeple hava hızındaki artışın konveksiyon ısı transferini artırması sebebiyle Nusselt sayısı da artan hava hızıyla artış göstermiştir. Ayrıca 4.17 ve 4.18'de bazı koşullar için genel grafik yaklaşımında uzaklaşmalar ve tutarsızlıklar görülmüştür. Bunun nedenini ise deneysel hatalar yorumlanabilir.



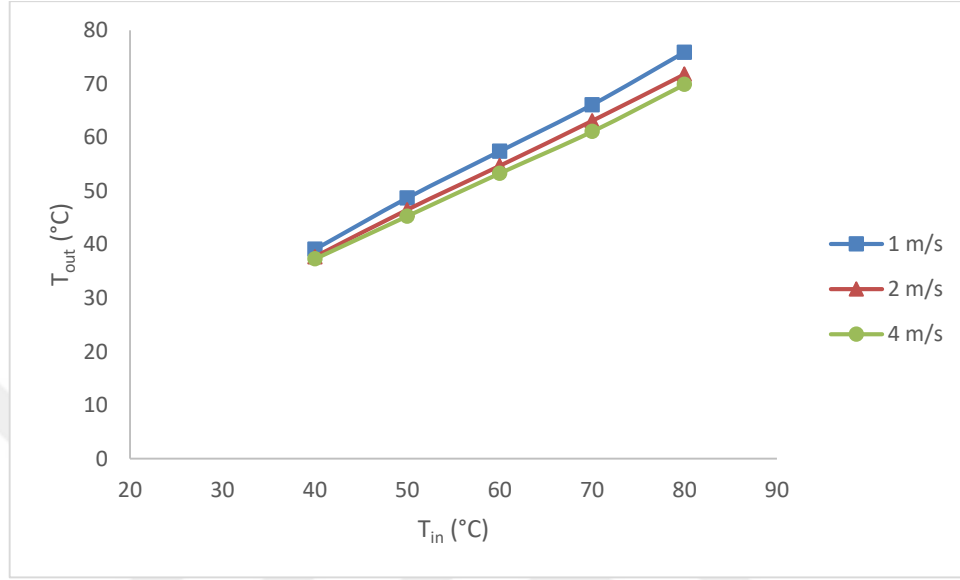
**Şekil 4.17.** 4 m/s hava hızında farklı giriş su debilerinde T<sub>in</sub>-Nu grafiği



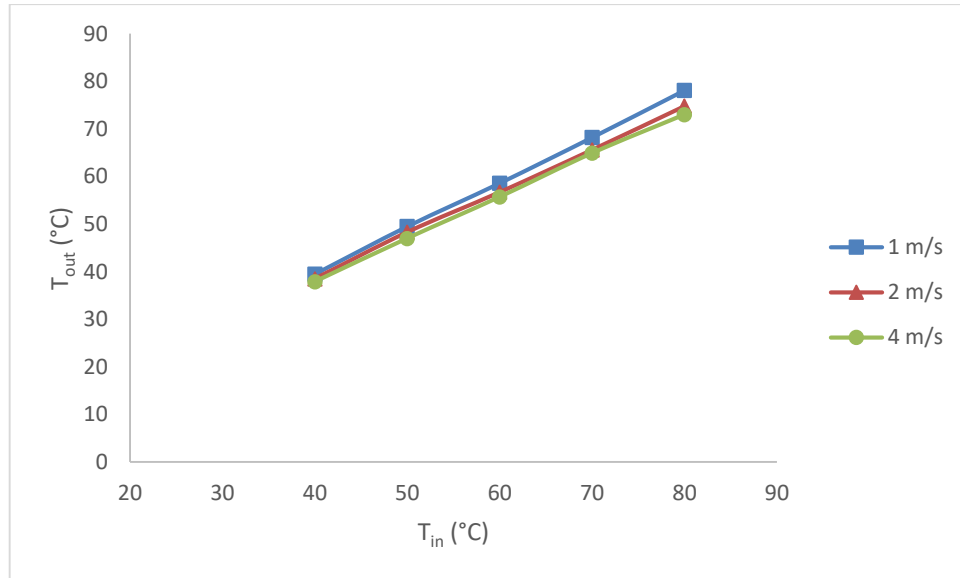
**Şekil 4.18.** 2 m/s hava hızında farklı giriş su debilerinde T<sub>in</sub>-Nu grafiği

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de sırasıyla 600 litre/saat ve 1080 litre/saat su giriş debileri için, radyatör su çıkış sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi farklı hava hızları için verilmiştir. Şekil 4.19 incelendiğinde, çizilen eğrilerin birbirine oldukça benzer davranış sergilediği görülmektedir. Genel olarak, artan su giriş sıcaklığı ile çıkan suyun sıcaklığı lineer olarak artış göstermektedir. Bu durum çalışılan tüm fan hız değerleri için benzer bir yapıdadır. Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 birlikte değerlendirildiğinde, fan hızının artırılması ile, farklı su giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerin birbirine yaklaştığı,

fakat genel davranışın değişmediği görülmektedir. Artan hava hızı ile, su çıkış sıcaklıklarının belli bir ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Özellikle hava hızının 1 m/s'den 4 m/s'ye çıkarılması ile akışkan çıkış sıcaklık değeri yaklaşık olarak %8 daha azalmıştır.



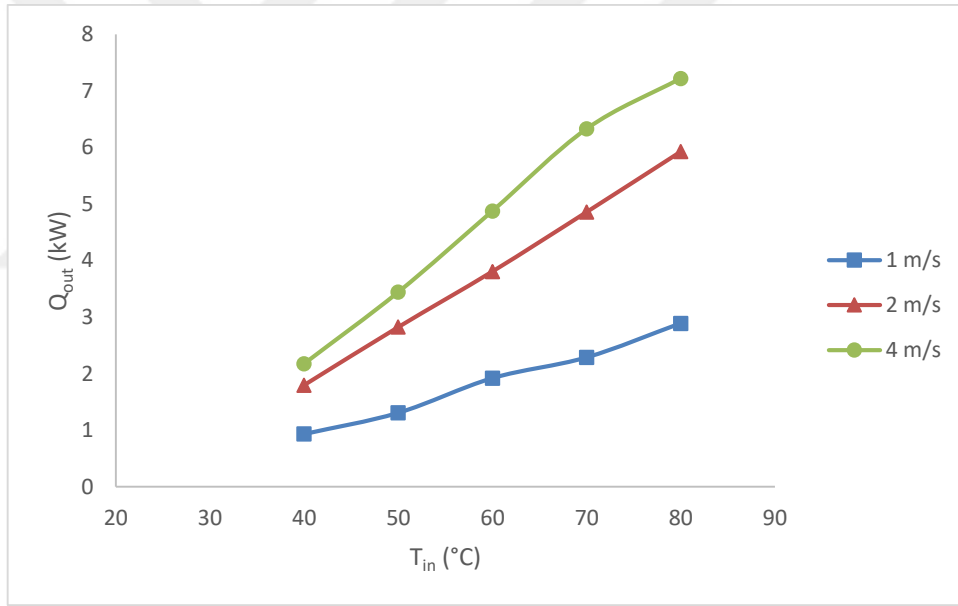
Şekil 4.19. 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ - $T_{out}$  grafiği



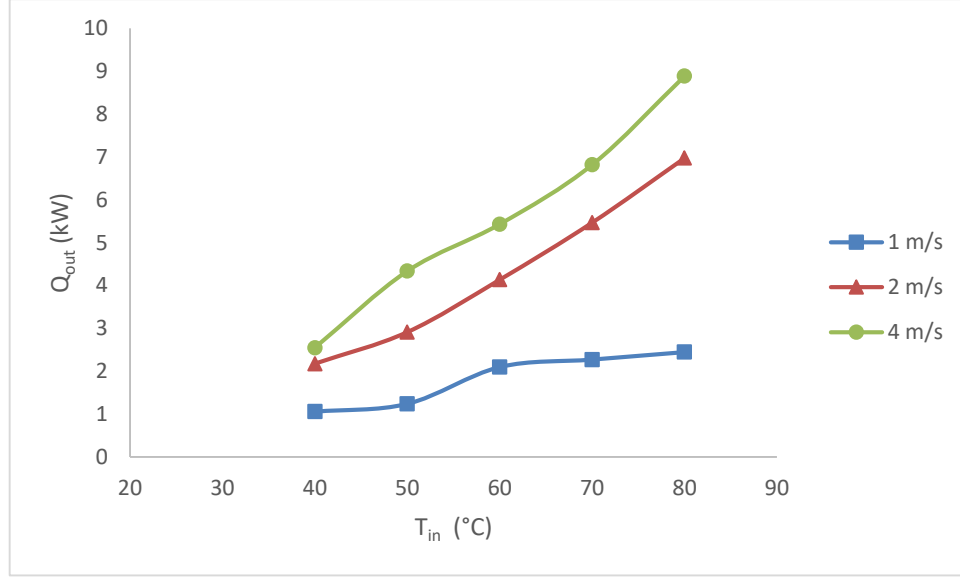
Şekil 4.20. 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ - $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de sırasıyla 600 litre/saat ve 1080 litre/saat su giriş debileri için, radyatörden atılan ısının giriş sıcaklığı ile değişimi farklı hava hızları için verilmiştir. Şekil 4.21 incelendiğinde sabit su debisi için, artan hava hızı ile radyatörden atılan ısının arttığı görülmektedir. Bu eğilim tüm giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerde benzerlik göstermektedir.

Ayrıca sabit hava hızı için Şekil 4.21 incelenirse, artan su giriş sıcaklığı ile atılan ısının arttığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.22’de giriş su debisinin Şekil 4.21’e göre daha yüksek olması sebebiyle, radyatörden atılan ısı değerleri aynı hava hızları için genel olarak Şekil 4.22’de daha yüksek seyretmiştir. Şekil 4.22’de giriş debisinin daha yüksek olması sebebiyle radyatör üzerinden atılan ısı miktarı da Şekil 4.21’e göre yaklaşık olarak %20 fazladır.

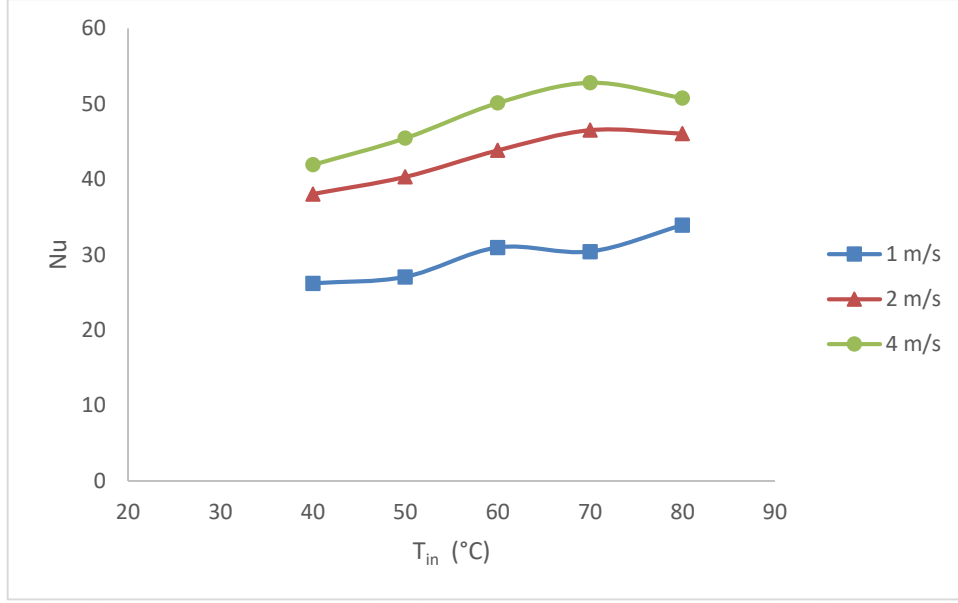


**Şekil 4.21.** 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ - $Q_{out}$  grafiği

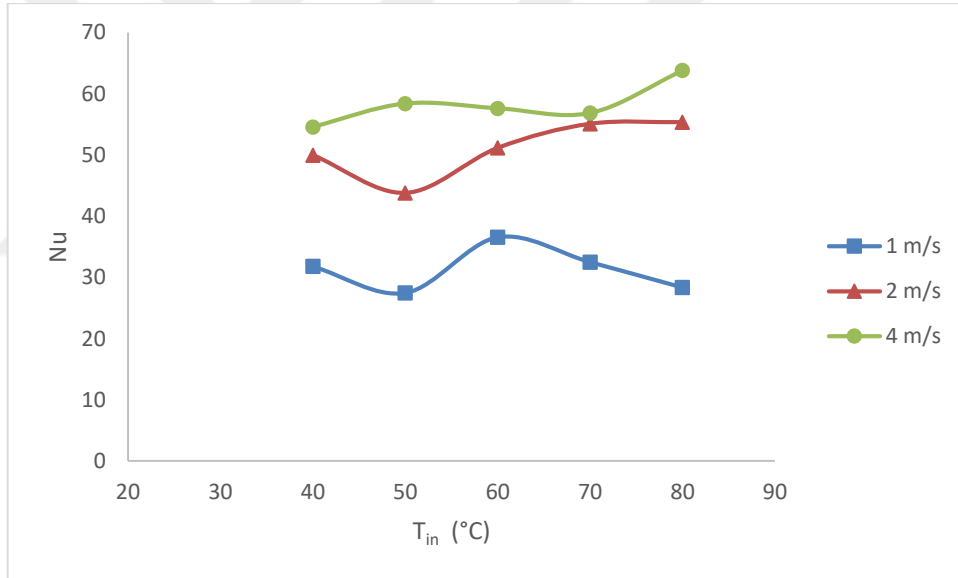


**Şekil 4.22.** 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ - $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de sırasıyla 600 litre/saat ve 1080 litre/saat su giriş debileri için, Nusselt sayısının giriş sıcaklığı ile değişimi farklı hava hızları için verilmiştir. Şekil 4.23 incelendiğinde sabit su debisi için, artan hava hızı ile Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Bundaki en önemli etmen artan hava hızıyla konveksiyonun artmasıdır. Bu eğilim tüm giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerde benzerlik göstermektedir. Ayrıca sabit hava hızı için Şekil 4.23 incelenirse, artan su giriş sıcaklığı ile Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.24’de giriş su debisi 1080 litre/saat olması Şekil 4.23’de ise 600 litre/saat olması sebebiyle Şekil 4.24’deki Nusselt değerleri aynı fan hızları için genel olarak Şekil 4.23’dekine göre daha yüksek seyretmiştir. Şekil 4.24’te özellikle 1 m/s hava hızı için eğride bir tutarsızlık söz konusudur. Eğrinin bu şekilde tutarsız olması 1 m/s hava hızında tam olarak deney süreklilik koşullarının oluşmaması, deneysel cihazlar kaynaklı hatalar ve okuma hataları olabilmektedir.



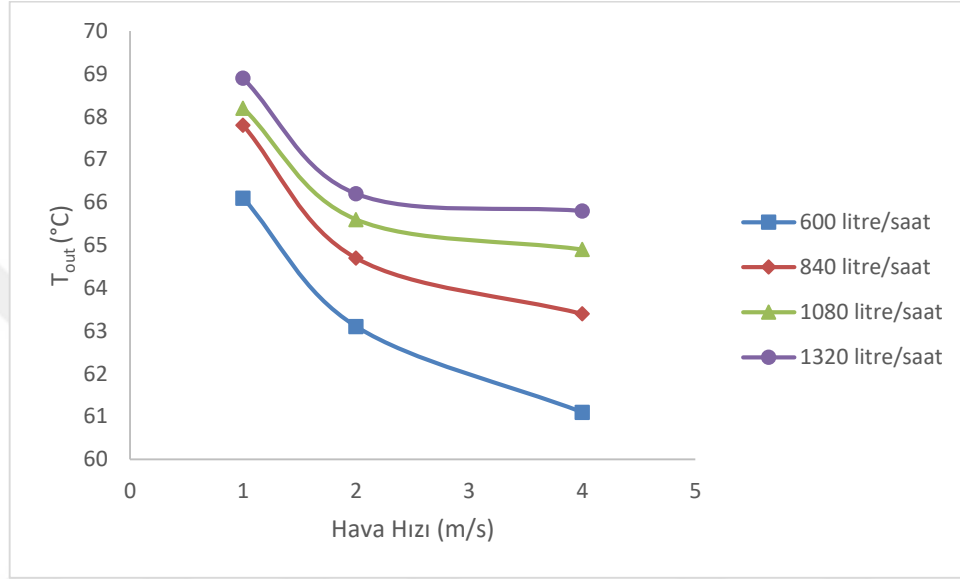
**Şekil 4.23.** 600 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ -Nu grafiği



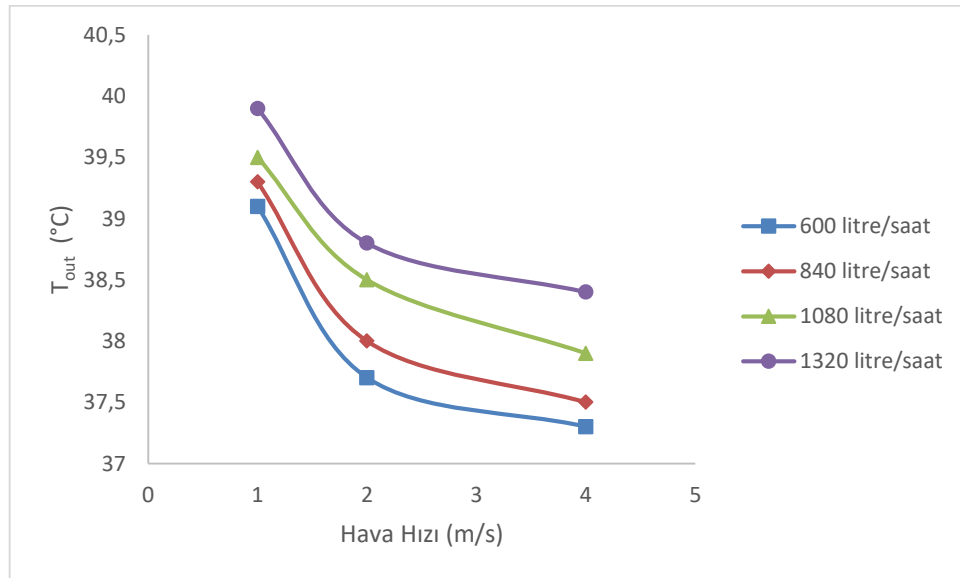
**Şekil 4.24.** 1080 litre/saat sabit su debisinde hava hızının değişimine göre  $T_{in}$ -Nu grafiği

Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da sırasıyla 70°C ve 40°C sabit su giriş sıcaklıkları için, radyatör çıkışındaki sıcaklık değerlerinin değişen hava hızları ile değişimi farklı su giriş debileri için verilmiştir. Genel olarak su giriş debisindeki artış, radyatör çıkışındaki akışkanın sıcaklığının üzerinde artırıcı bir etki göstermektedir. Sabit bir hava hızı ele alındığında ise, artan su giriş debisi ile radyatörden çıkışındaki akışkanın sıcaklığının arttığı görülmektedir.

Ayrıca Şekil 4.25'te giriş su giriş sıcaklığı 70°C olması Şekil 4.26'da ise 40°C olması sebebiyle Şekil 4.25'teki radyatör çıkışındaki sıcaklık değerleri aynı su giriş debileri için aynı hava hızlarında genel olarak Şekil 4.26'dakine göre daha yüksek seyretmiştir. Şekil 4.25'te aynı hava hızı için farklı giriş debisi koşulları incelendiğinde, örneğin 4 m/s hava hızı için debinin 600 litre/saat'den 1320 litre/saat'e yükselmesi durumunda radyatör çıkışındaki sıcaklık değeri yaklaşık %7 mertebesinde artmıştır.

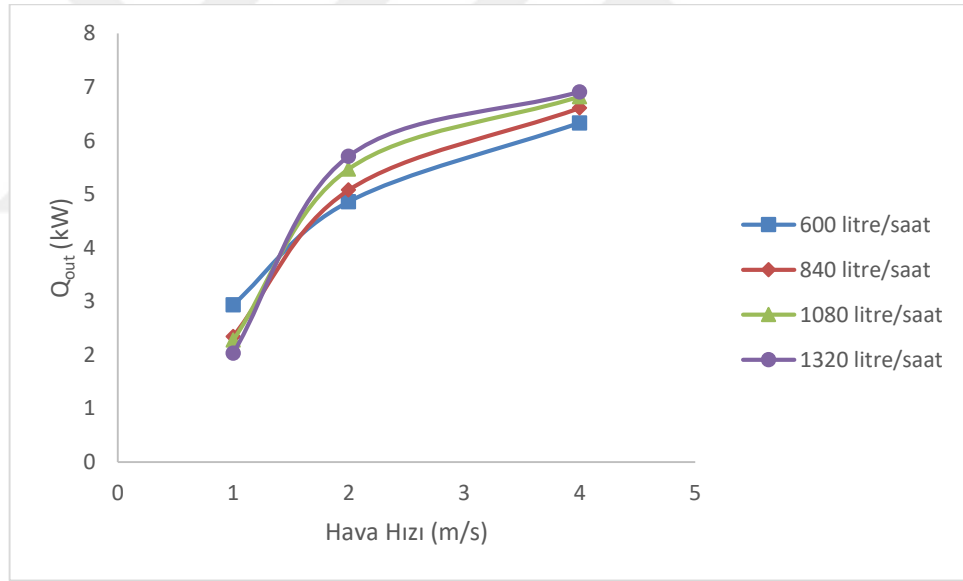


Şekil 4.25. 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-T<sub>out</sub> grafiği

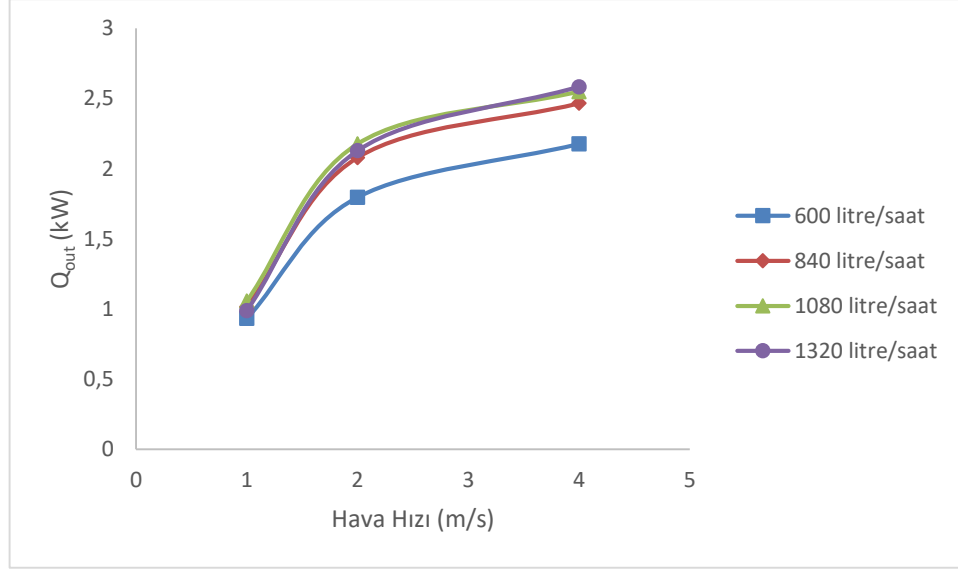


Şekil 4.26. 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-T<sub>out</sub> grafiği

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’de sırasıyla 70°C ve 40°C sabit su giriş sıcaklıkları için, radyatörden atılan ısının farklı hava hızları ile değişimi farklı su giriş debileri için verilmiştir. Şekil 4.27 incelendiğinde suyun giriş debisi artırıldığında ısı transferi üzerinde artırıcı bir etki gösterdiği görülmektedir. Ayrıca hava hızı artırıldığında sabit debi koşulu altında radyatörden atılan ısının arttığı görülmektedir. Buradan debi artışıyla atılan ısının artması ve hava hızı artışıyla da radyatör giriş-çıkışındaki sıcaklık farkının artmasından dolayı radyatörden atılan ısı artmıştır. Ayrıca Şekil 4.27’de giriş su giriş sıcaklığı 70°C olması Şekil 4.28’de ise 40°C olması sebebiyle Şekil 4.27’deki radyatör atılan ısının aynı su giriş debileri için aynı hava hızlarında genel olarak Şekil 4.28’dekine göre daha yüksek seyretmiştir. 4 m/s hava hızı ve 1320 litre/saat debi parametreleri sabit kabul edilerek iki grafikteki farklı giriş sıcaklık değerlerinin atılan ısı üzerine etkisi irdelendiğinde giriş sıcaklığının 70°C’den 40°C’ye düşmesi durumunda atılan ısı yaklaşık olarak %60 oranında azalmıştır.



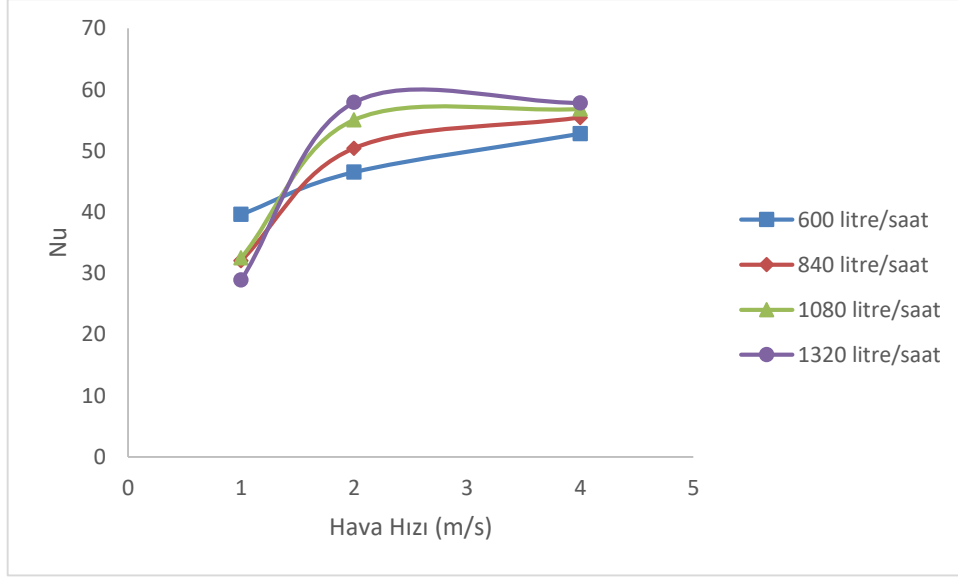
**Şekil 4.27.** 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-Q<sub>out</sub> grafiği



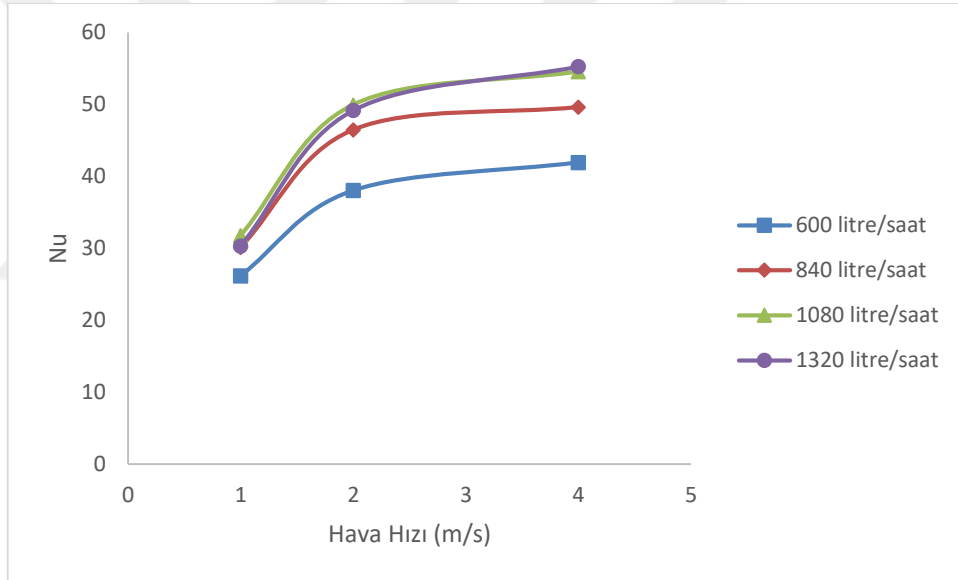
**Şekil 4.28.** 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-Q<sub>out</sub> grafiği

Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da sırasıyla 70°C ve 40°C sabit su giriş sıcaklıkları için, Nusselt sayısının hava hızları ile değişimi farklı su giriş debileri için verilmiştir. Şekil 4.29 incelendiğinde suyun giriş debisi artırıldığında Nusselt sayısı üzerinde artırıcı bir etki gösterdiği görülmektedir, fakat hava hızı 2 m/s'den 4 m/s'ye artırılırken Nusselt sayısındaki artış genel olarak çok az bir düzeyde gerçekleşmiştir. Her iki grafik içinde hava hızının 1 m/s'den 2 m/s'ye çıkması durumundaki Nusselt sayısındaki artış değerleri hava hızının 2 m/s'den 4 m/s'ye çıkmasına göre daha yüksektir.

Bundaki sebep ise konveksiyon ısı transfer değerinin 1 m/s hava hızından 2 m/s fan hızına çıkması durumundaki artışın 2 m/s'den 4 m/s'ye göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca hava hızı artırıldığında sabit debi koşulu altında Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Şekil 4.29'da giriş su giriş sıcaklığı 70°C olması Şekil 4.30'da ise 40°C olması sebebiyle Şekil 4.29'daki Nusselt sayısının aynı su giriş debileri için aynı hava hızlarında genel olarak Şekil 4.30'dakine göre daha yüksek seyretmiştir.

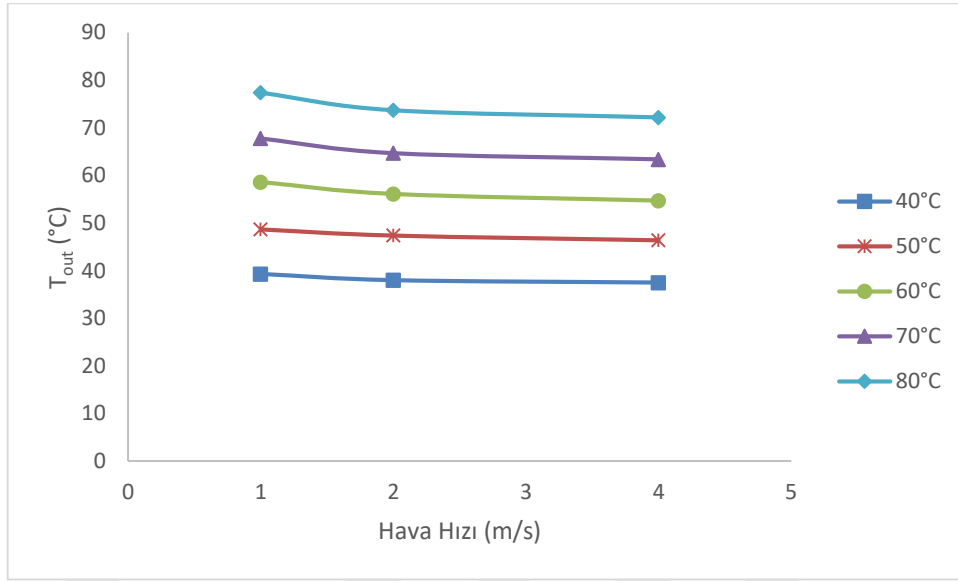


**Şekil 4.29.** 70°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-Nu grafiği

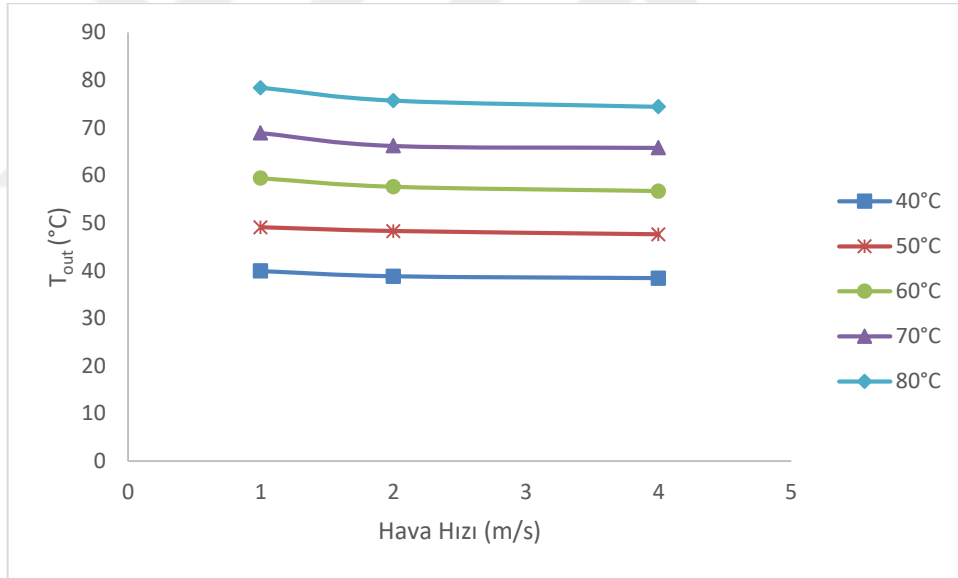


**Şekil 4.30.** 40°C sabit giriş sıcaklığında farklı giriş debileri için hava hızı-Nu grafiği

Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de sırasıyla 840 litre/saat ve 1320 litre/saat sabit su giriş debileri için, radyatör çıkışındaki sıcaklık değerlerinin değişen hava hızları ile değişimi farklı su giriş sıcaklık değerleri için verilmiştir. Şekil 4.31 incelendiğinde su giriş sıcaklığındaki artış, radyatör çıkışındaki akışkanın sıcaklığının üzerinde artırıcı bir etki göstermektedir. Şekil 4.31 ve Şekil 4.32 beraber incelendiğinde giriş debileri birbirlerinden farklı olmasına rağmen grafiklerin birbirleriyle oldukça benzer davranış gösterdiği görülmektedir.



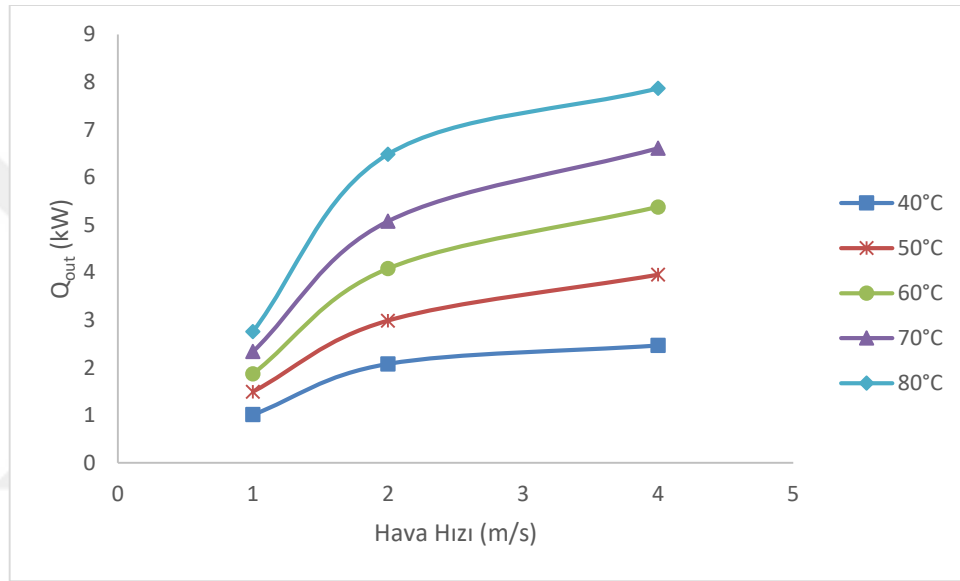
Şekil 4.31. 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $T_{out}$  grafiği



Şekil 4.32. 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $T_{out}$  grafiği

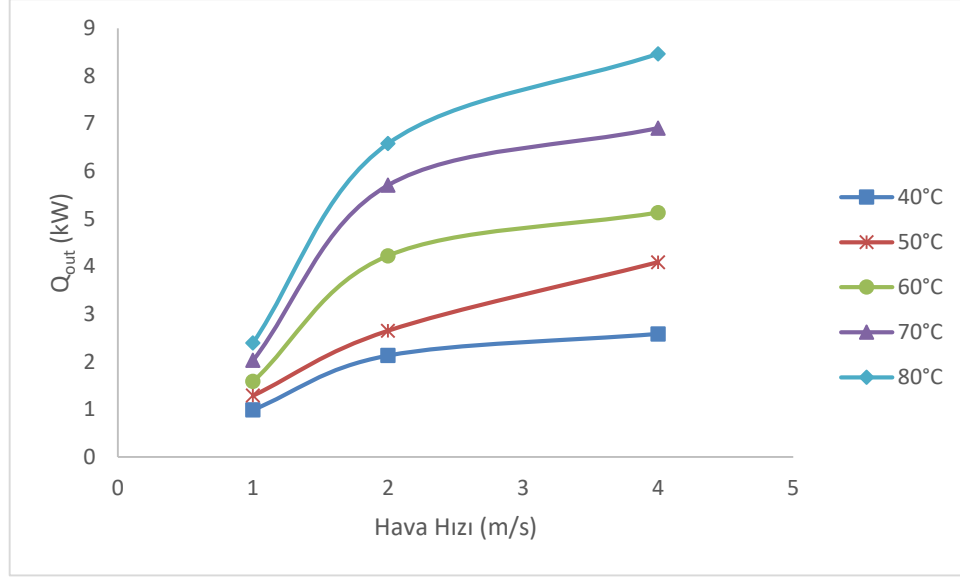
Şekil 4.33 ve Şekil 4.34'de sırasıyla 840 litre/saat ve 1320 litre/saat sabit su giriş debileri için, radyatörden atılana ısının değişen hava hızları ile değişimi farklı su giriş sıcaklık değerleri için verilmiştir. Şekil 4.33 incelendiğinde su giriş sıcaklığındaki artış, radyatörden atılan ısı üzerinde artırıcı bir etki göstermektedir. Sabit bir fan hızı ele alındığında ise, artan su giriş sıcaklığı ile radyatörden atılan ısının arttığı görülmektedir. Radyatör girişindeki akışkanın sıcaklık değerindeki artışın sıcaklık

farkını artırdığı bu sebeple radyatörden atılan ısı değeri, akışkan giriş sıcaklık değerinin artması durumunda artmıştır. Ayrıca sabit giriş sıcaklığında artan hava hızının etkisiyle ısı transferinin arttığı görülmektedir. Hava hızındaki artış taşınım ile olan ısı transferini artırmış bu sebeple hava hızında artış durumunda radyatör üzerinden atılan ısı değeri artmıştır. Şekil 4.33’de giriş su giriş debisinin 840 litre/saat, Şekil 4.34’de ise 1320 litre/saat olması sebebiyle Şekil 4.34’teki grafikler Şekil 4.33’e göre yaklaşık %10 daha fazladır. Buradan giriş debisinin 840 litre/saat’ten 1320 litre/saat’e çıkması ile radyatörden atılan ısının, yaklaşık olarak %10 artırdığı söylenebilir.



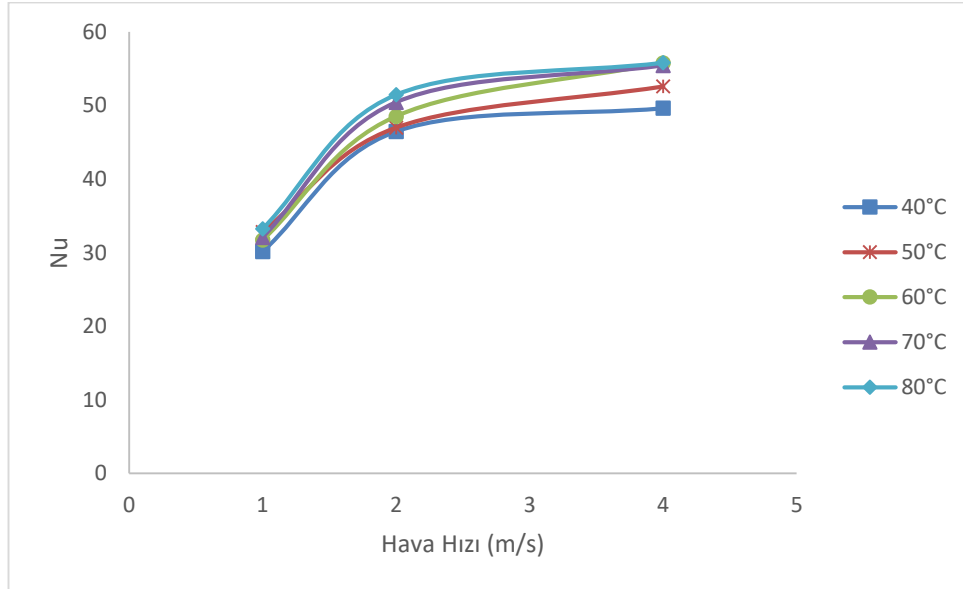
**Şekil 4.33.** 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.35 ve Şekil 4.36’da sırasıyla 840 litre/saat ve 1320 litre/saat sabit su giriş debileri için, Nusselt sayısının değişen hava hızları ile değişimi farklı su giriş sıcaklık değerleri için verilmiştir. Şekil 4.35 incelendiğinde sabit hava hızında su giriş sıcaklığındaki artış, Nusselt sayısı üzerinde artırıcı bir etki göstermektedir. Sabit giriş sıcaklığı ele alındığında ise, artan hava hızı ile Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Ayrıca 80°C, 70°C ve 60°C giriş koşullarında 4 m/s fan hızında Nusselt sayısının değerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmüştür.

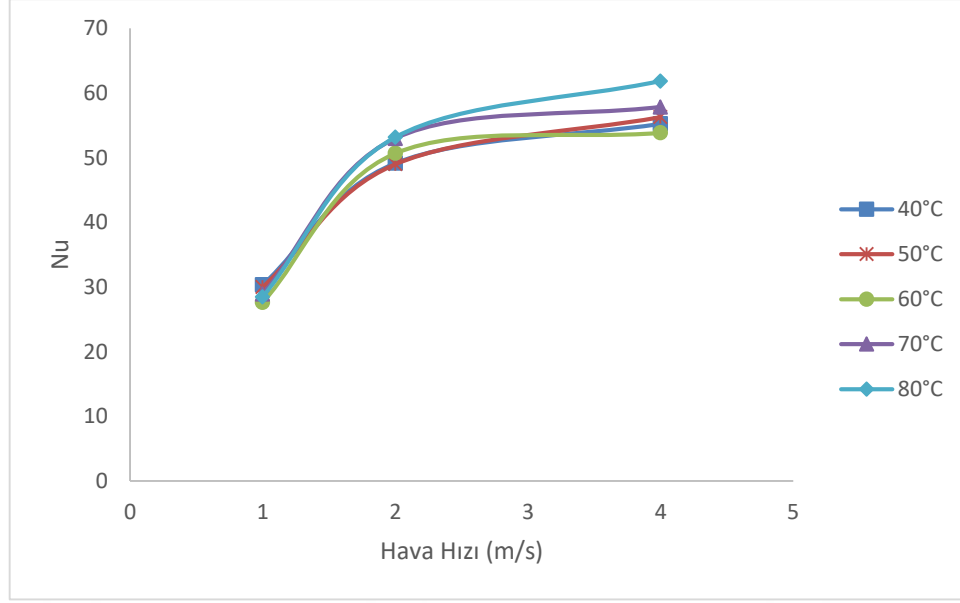


**Şekil 4.34.** 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı- $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.35 ve Şekil 4.36 beraber incelendiğinde Şekil 4.36'nın giriş debisinin Şekil 4.35'den yüksek olması sebebiyle aynı fan hızı ve aynı giriş sıcaklık değerlerinde Nusselt sayısının değerlerinin Şekil 4.36'da Şekil 4.35'e göre daha yüksek çıktığı görülmektedir. Giriş debisinin 840 litre/saat'ten 1320 litre/saat'e çıkması durumunda Nusselt sayısı yaklaşık olarak %10 oranında artmıştır.

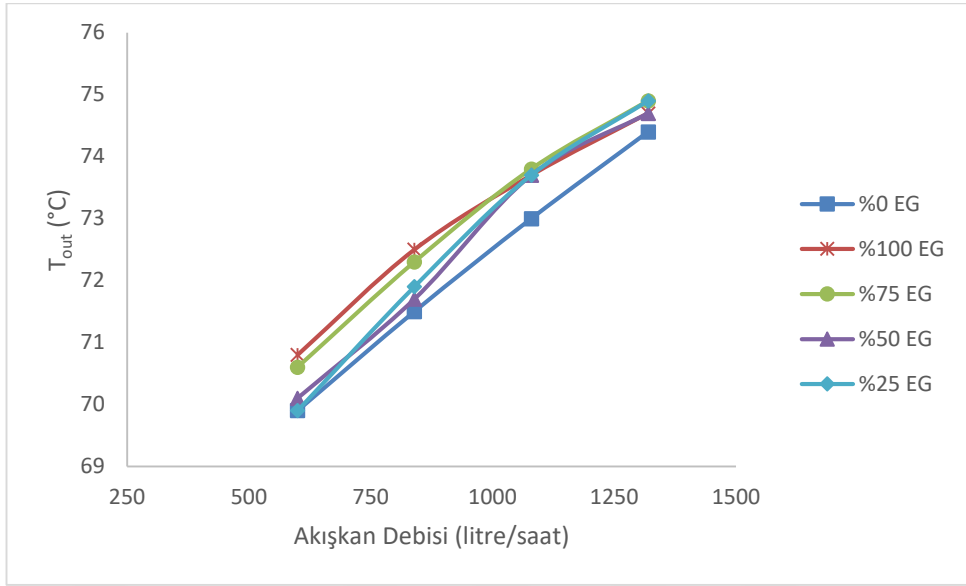


**Şekil 4.35.** 840 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı-Nu grafiği

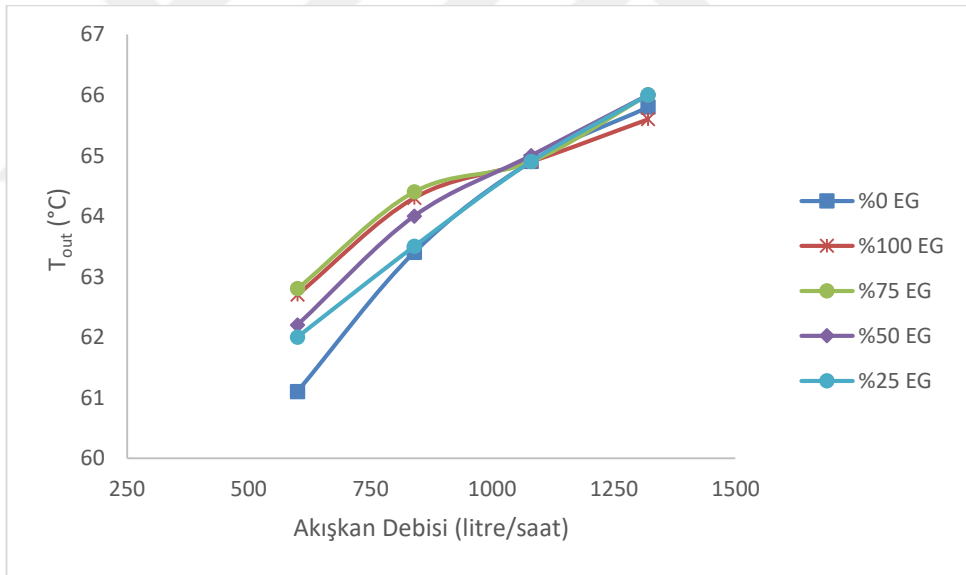


**Şekil 4.36.** 1320 litre/saat sabit debide farklı giriş sıcaklıkları için hava hızı-Nu grafiği

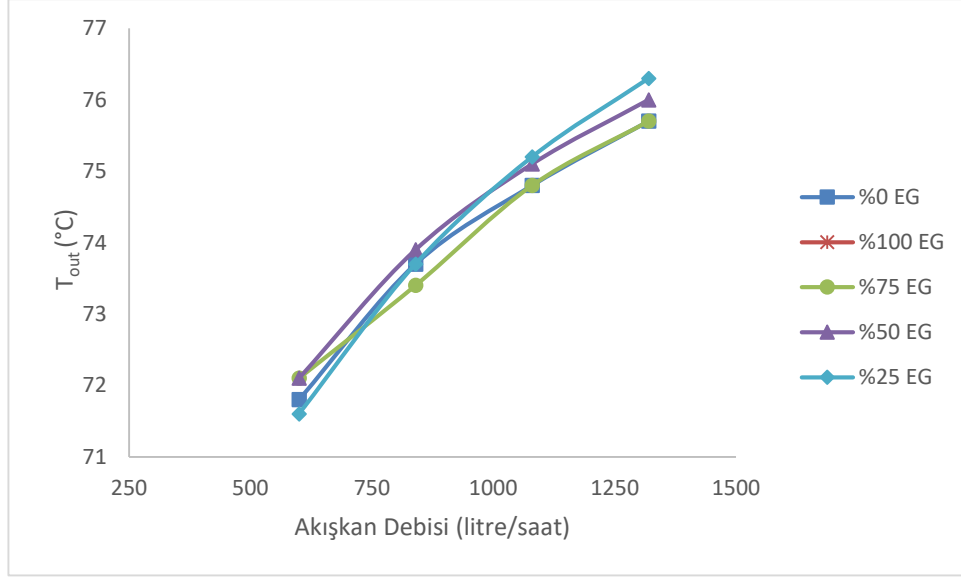
Şekil 4.37’de soğutma havası hızı 4 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 80°C için, akışkan giriş debisiyle akışkan ortalama çıkış sıcaklığı ( $T_{out}$ ) arasındaki ilişki farklı etilen glikol (EG) karışım oranları için birlikte irdelenmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, tüm EG karışım oranları için akışkanın radyatöre giriş debisindeki artış ile ortalama akışkan çıkış sıcaklığı artmaktadır. Farklı EG oranları için çizilen eğriler birlikte incelendiğinde ise en düşük  $T_{out}$  sıcaklıkları %0 EG (sadece su) durumunda gerçekleştiği görülmektedir. Artan EG oranı ile  $T_{out}$  değeri artmakta ve %100 EG (sadece etilen glikol) durumunda en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Dolayısıyla sabit giriş debisi için, akışkanın içerisindeki EG oranının artması ile  $T_{out}$  değerinin de arttığı belirlenmiştir. Şekil 4.38’de ise soğutma havası hızı 4 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 70°C için akışkan giriş debisiyle akışkan ortalama çıkış sıcaklığı ( $T_{out}$ ) arasındaki ilişki farklı etilen glikol (EG) karışım oranları için birlikte irdelenmiştir. Elde edilen bulgular Şekil 4.37 ile büyük oranda benzerlik göstermektedir. Şekil 4.39’da ise soğutma havası hızı 2 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 80°C için akışkan giriş debisiyle akışkan ortalama çıkış sıcaklığı ( $T_{out}$ ) arasındaki ilişki farklı etilen glikol (EG) karışım oranları için birlikte irdelenmiştir. Elde edilen bulguların Şekil 4.37 ile büyük oranda benzerlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.39’de hava hızının Şekil 4.37’ye göre daha düşük olmasından dolayı çıkış sıcaklık değerleri irdelenen tüm parametreler için daha büyük çıkmıştır. Bunun sebebi artan hava hızıyla radyatör çıkışındaki akışkan sıcaklığının düşme eğiliminde olmasıdır.



Şekil 4.37. 80°C giriş koşulu için 4 m/s hava hızı için akışkan debisi-T<sub>out</sub> grafiği



Şekil 4.38. 70°C giriş koşulu için 4 m/s hava hızı için akışkan debisi-T<sub>out</sub> grafiği



**Şekil 4.39.** 80°C giriş koşulunda 2 m/s hava hızı için akışkan debisi - $T_{out}$  grafiği

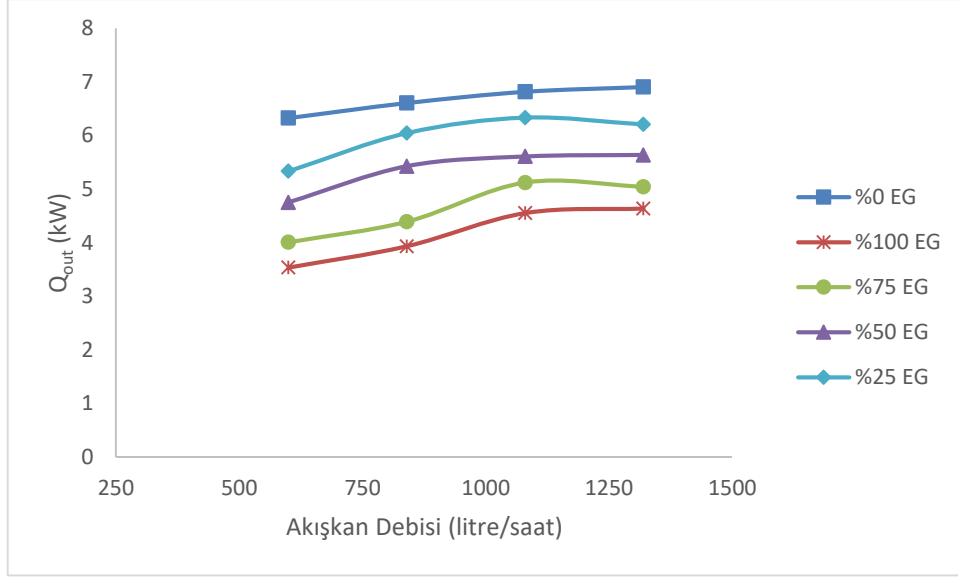
Şekil 4.40'da soğutucu hava hızı 4 m/s ve akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı 80°C olduğu durumda, akışkandan atılan ısının ( $Q_{out}$ ) akışkan giriş debisi ile değişimi farklı EG karışım oranları için birlikte verilmiştir. Şekil 4.40 incelendiğinde, farklı EG oranları için çizilen eğrilerin benzer bir eğilim içinde oldukları görülmektedir. Genel olarak tüm EG oranları için, akışkan giriş debisinin artması ile radyatörden atılan ısı ( $Q_{out}$ ) artış göstermektedir.

Fakat  $Q_{out}$  değeri, akışkan debisinin 1080 litre/saat değerine kadar lineer olarak artarken, bu değerden sonra pek değişmemektedir. Ayrıca maksimum ısı transferinin %0 (sadece su) karışım oranı için gerçekleştiği tespit edilmiştir. Akışkanın içerisindeki EG oranının artışı ile atılan ısının azaldığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla soğutucu akışkan içerisine katılan etilen glikolün, gerçekleşen ısı transferi üzerinde olumsuz bir etkisi olduğu belirlenmiştir. Bunun sebebi ise etilen glikolün yoğunluk ve özgül ısı gibi termofiziksel özelliklerinin suya göre daha zayıf olması sebebiyle ısı transfer akışkanı olarak göstermiş olduğu performans suya göre daha zayıftır. Şekil 4.41'de ise soğutma havası hızı 4 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 70°C olduğu durumda, akışkandan atılan ısının ( $Q_{out}$ ) akışkan giriş debisi ile değişimi farklı EG karışım oranları için birlikte verilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 4.40 ile büyük oranda benzerlik göstermektedir. Ayrıca Şekil 4.41.'de radyatör giriş sıcaklığı Şekil 4.40.'a göre daha düşük olmasından dolayı akışkandan atılan ısının ( $Q_{out}$ ) değerleri irdelenen

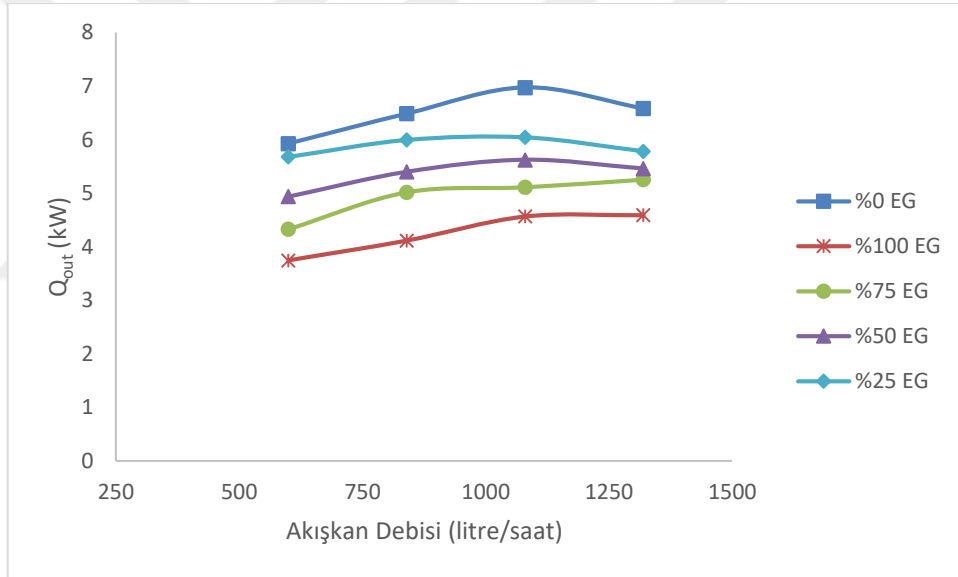
tüm parametreler için daha düşük çıkmıştır. Buradan radyatör giriş sıcaklık değerinin artmasının ısı transferini iyileştirici bir etkisi olduğu sonucuna varılmaktadır. Şekil 4.42’de ise soğutma havası hızı 2 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 80°C için akışkan giriş debisiyle akışkandan atılan ısı ( $Q_{out}$ ) arasındaki ilişki farklı etilen glikol (EG) karışım oranları için birlikte irdelenmiştir. Elde edilen bulguların Şekil 4.40. ile büyük oranda benzerlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.42.’de hava hızının Şekil 4.40.’a göre daha düşük olmasından dolayı akışkandan atılan ısı ( $Q_{out}$ ) irdelenen tüm parametreler için daha küçük çıkmıştır. Buradan hava hızının artmasının ısı transfer miktarını artırdığı sonucuna varılmaktadır. Ayrıca Şekil 4.40’da değişen oranlarda etilen glikol etkisi irdelendiğine %0EG kullanılması durumunda %100EG kullanımına göre radyatör üzerinden atılan ısının yaklaşık %30 civarında arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.40. 80°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$  grafiği



**Şekil 4.41.** 70°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$  grafiği

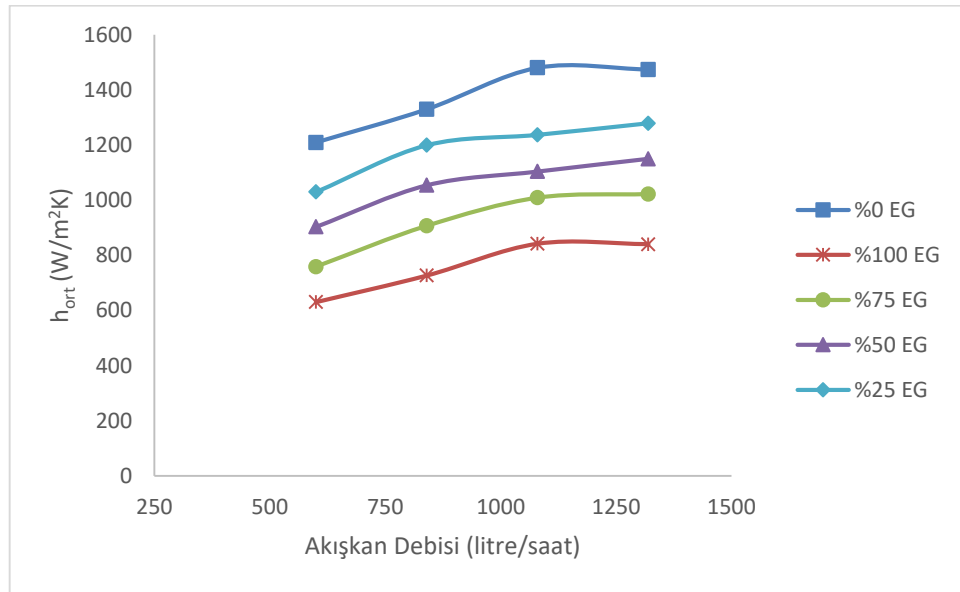


**Şekil 4.42.** 80°C giriş 2 m/s hava hızı için akışkan debisi- $Q_{out}$  grafiği

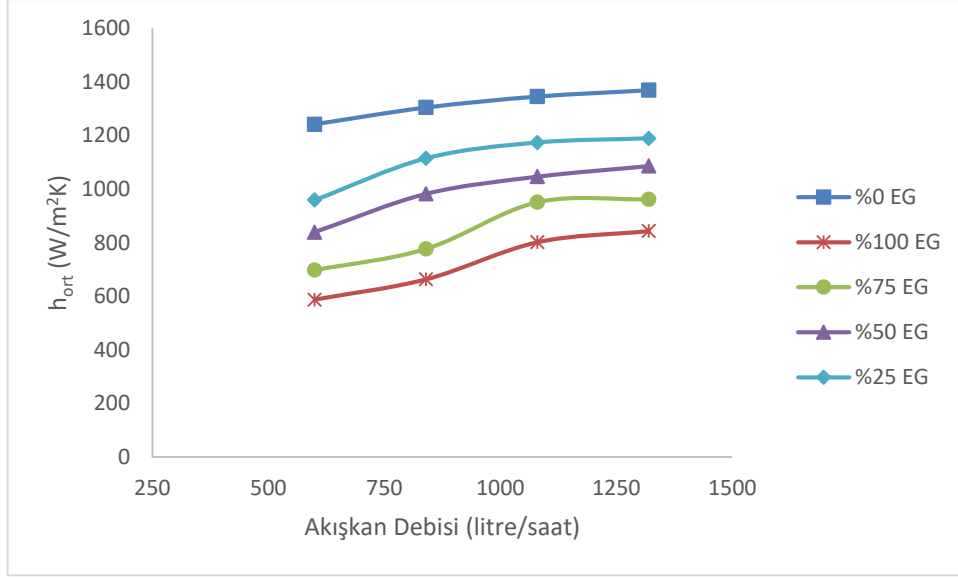
Şekil 4.43'de ise soğutucu hava hızı 4 m/s ve akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı 80°C olduğu durumda, ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) akışkan giriş debisi ile değişimi farklı EG karışım oranları için birlikte verilmektedir. Şekilde tüm EG karışım oranları için, giriş debisindeki artışın ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) üzerinde iyileştirici bir etki yarattığı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, akışkanın akış debisinin artması ile ortalama ısı taşınım katsayısının değeri artmaktadır. Akışkan içerisinde ki EG oranının artması ile ise azalmaktadır. Dolayısıyla soğutucu akışkanın

içerisine etilen glikol ilave edilmesinin, ortalama ısı taşınım katsayısının değerini olumsuz yönde etkilediği ve radyatörün ısı transfer performansını azalttığı görülmüştür. Şekil 4.44’de ise soğutma havası hızı 4 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 70°C olduğu durumda, ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) akışkan giriş debisi ile değişimi farklı EG karışım oranları için birlikte verilmektedir. Elde edilen veriler Şekil 4.43 ile büyük oranda benzerlik göstermektedir. Ayrıca Şekil 4.44’te radyatör giriş sıcaklığı Şekil 4.43’e göre daha düşük olmasından dolayı ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) değerleri irdelenen tüm parametreler için bir miktar düşük çıkmıştır. Buradan radyatör giriş sıcaklık değerinin artmasının ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) üzerinde pozitif bir etki sağladığı sonucuna varılmaktadır. Şekil 4.45’te ise soğutma havası hızı 2 m/s ve akışkan giriş sıcaklığı 80°C için akışkan giriş debisiyle ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) arasındaki ilişki farklı etilen glikol (EG) karışım oranları için birlikte irdelenmiştir.

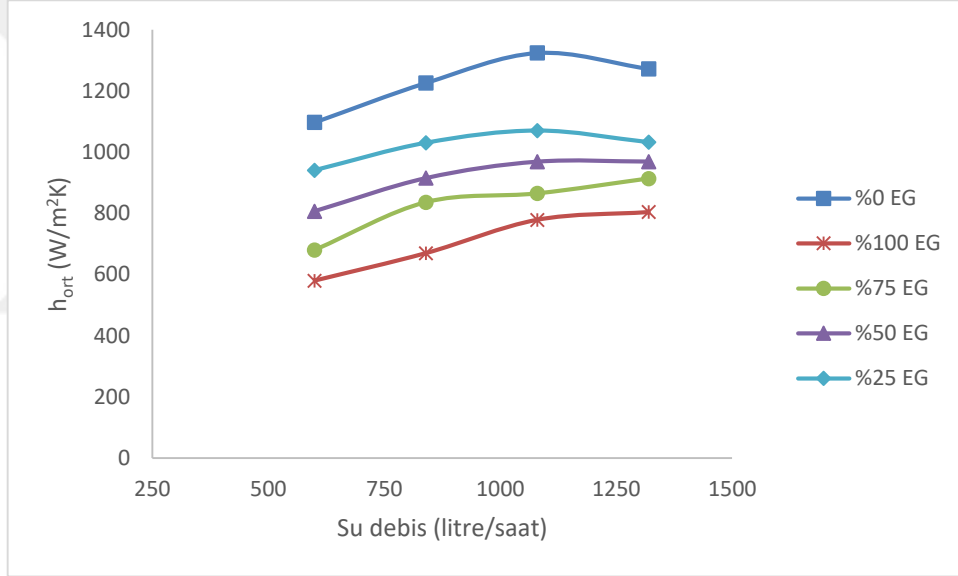
Elde edilen bulguların Şekil 4.43 ile büyük oranda benzerlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.45’te fan hızının Şekil 4.43’e göre daha düşük olmasından dolayı ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) irdelenen tüm parametreler için daha küçük çıkmıştır. Buradan hava hızının artmasının ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) artırdığı sonucuna varılmaktadır.



**Şekil 4.43.** 80°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$  grafiği



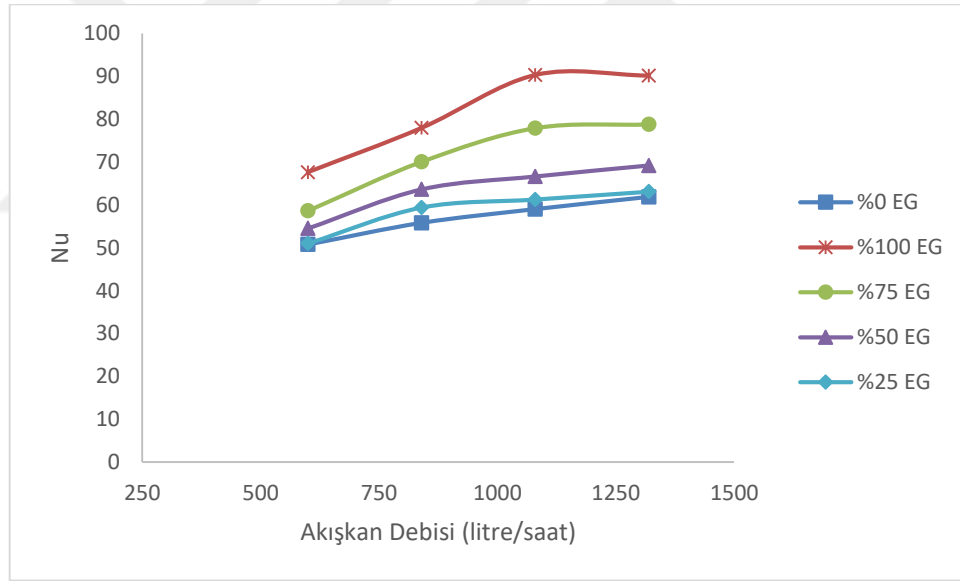
**Şekil 4.44.** 70°C giriş 4 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$  grafiği



**Şekil 4.45.** 80°C giriş 2 m/s hava hızı için akışkan debisi- $h_{ort}$  grafiği

Şekil 4.46'da yine soğutucu hava hızı 4 m/s ve akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı 80°C olduğu durumda, ortalama Nusselt sayısının ( $Nu_{ort}$ ) akışkan giriş debisi ile değişimi farklı EG karışım oranları için birlikte verilmektedir. Tüm EG karışım oranları için, akışkan giriş debisinin artışı ile Nusselt sayısının arttığı belirlenmiştir. Benzer olarak, su içerisine ilave edilen EG oranının artması durumunda da Nusselt sayısının da arttırdığı gözlemlenmiştir. Fakat bu durum Şekil 4.43'de izah edilen, akışkanın içerisindeki EG karışım oranının artması ile akışkanın ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) düştüğü yönündeki ifade ile tezat oluşturmaktadır. Bu çelişkinin sebebi Nusselt

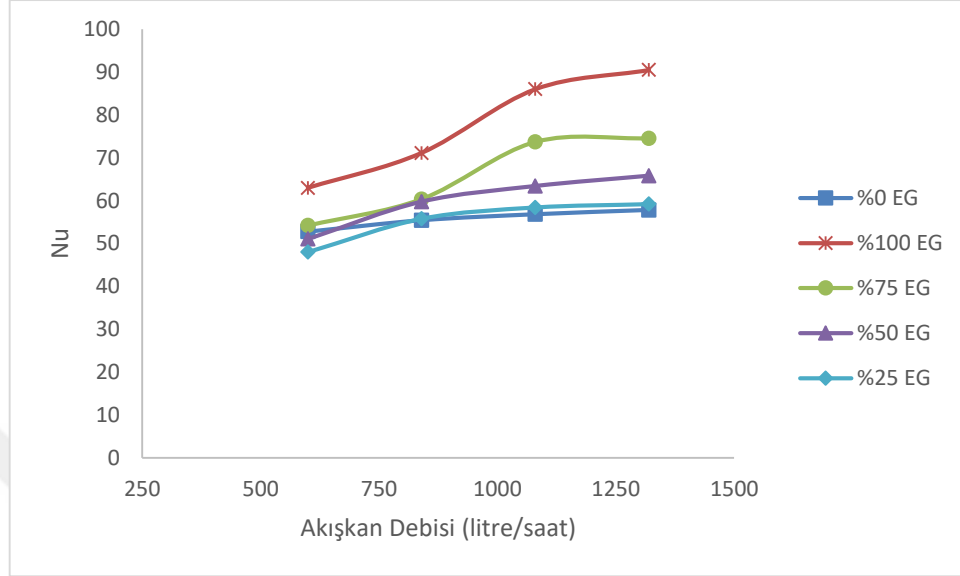
sayısının hesaplandığı Eşitlik 3.14'te verilen formül ile ilişkilidir. Nusselt sayısı hidrolik çap, taşınım ısı transfer katsayısı ve iletim ısı transfer katsayısının bir fonksiyonudur. Formül incelendiğinde Nusselt sayısı ( $Nu_{ort}$ ) ile ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) doğru orantılı olması beklenmektedir. Fakat ilgili formül incelendiğinde, ısı iletim katsayısının ( $k$ ) bir bölen olduğu görülmektedir. Bu çalışmada, su içerisine farklı karışım oranlarında etilen glikol ilave edilerek 5 farklı soğutucu akışkan tipi belirlenmiştir. Dolayısıyla bu 5 akışkan tipinin ısı iletim katsayısı ( $k$ ) değerleri de birbirlerinden farklı değerdedir. Etilen glikolün ısı iletim katsayısının ( $k$ ) değeri suyunkine göre daha düşüktür, bu durum akışkan içerisindeki EG oranının artmasının akışkanın  $k$  değerinin azalmasına sebep olmaktadır. Eşitlik 3.14'de,  $k$  değeri azaldıkça Nusselt sayısının arttığı bir sonuç çıkmaktadır. Dolayısıyla EG oranının artması ile,  $Nu_{ort}$  değerinin arttığı fakat  $h_{ort}$  değerinin azaldığı bir durum söz konusudur.



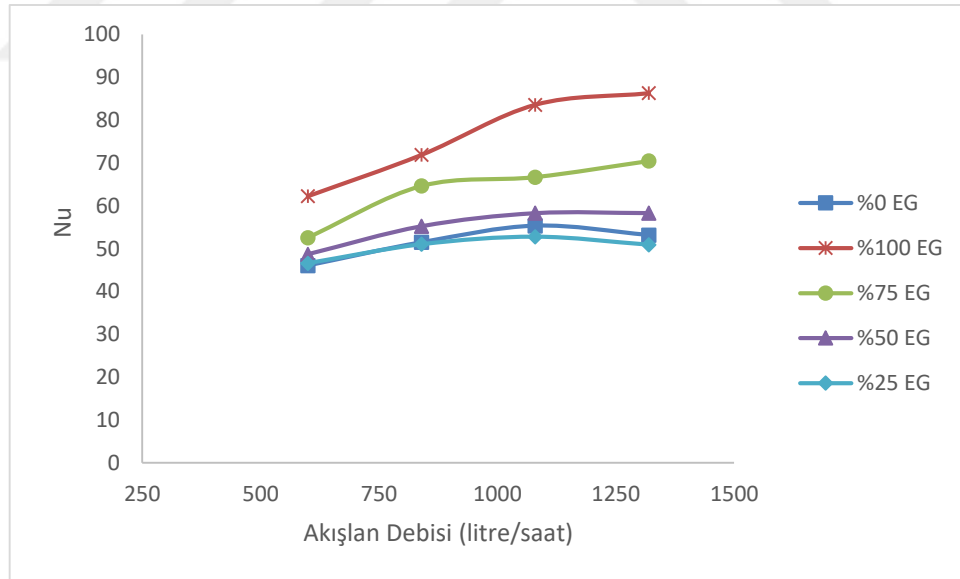
**Şekil 4.46.** 80°C giriş koşulunda 4 m/s fan hızı için akışkan debisi-Nu grafiği

Bu çalışmada, bir radyatörden taşınım ile gerçekleşen ısı transferi ele alındığından dolayı, sonuçların irdelenmesinde Nusselt sayısının kullanımının pek sağlıklı bir yaklaşım olamayacağı düşünülmüş ve bundan sonraki grafiklerde  $h_{ort}$  değeri baz alınmıştır. Şekil 4.47 ve Şekil 4.48'teki grafiklerde Şekil 4.46'daki grafikte benzerlik göstermektedir. Radyatörün girişindeki akışkanın giriş sıcaklığı ve hava hızının Nusselt sayısı üzerinde etkisi olmuştur fakat çalışma kapsamında kullanılan farklı tip

5 akışkanın da ısı transfer katsayısının birbirinden farklı olması ısı transfer performansının Nusselt sayısı baz alınarak değerlendirilmesi durumunda pek de sağlıklı sonuçlar vermemektedir.



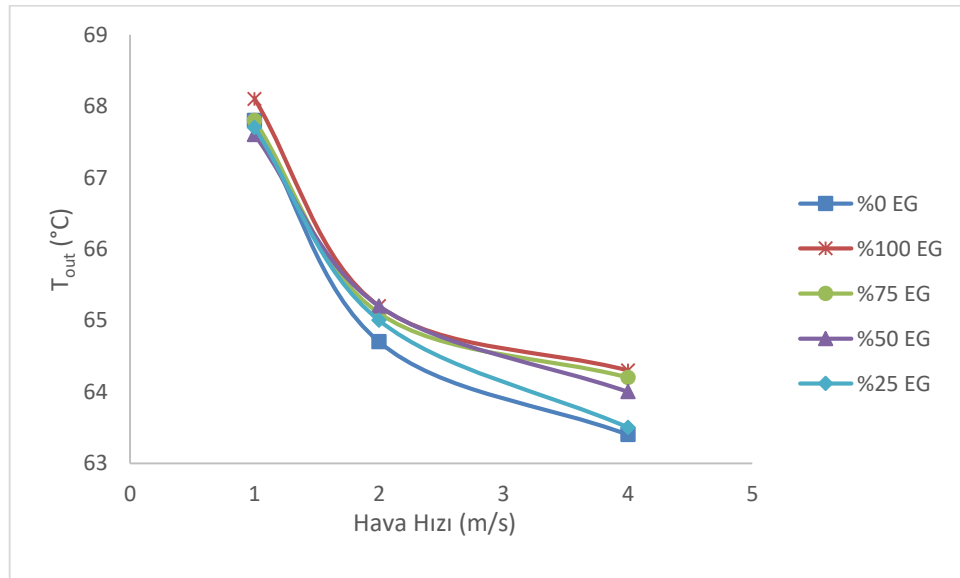
**Şekil 4.47.** 70°C giriş koşulunda 4 m/s fan hızı için akışkan debisi-Nu grafiği



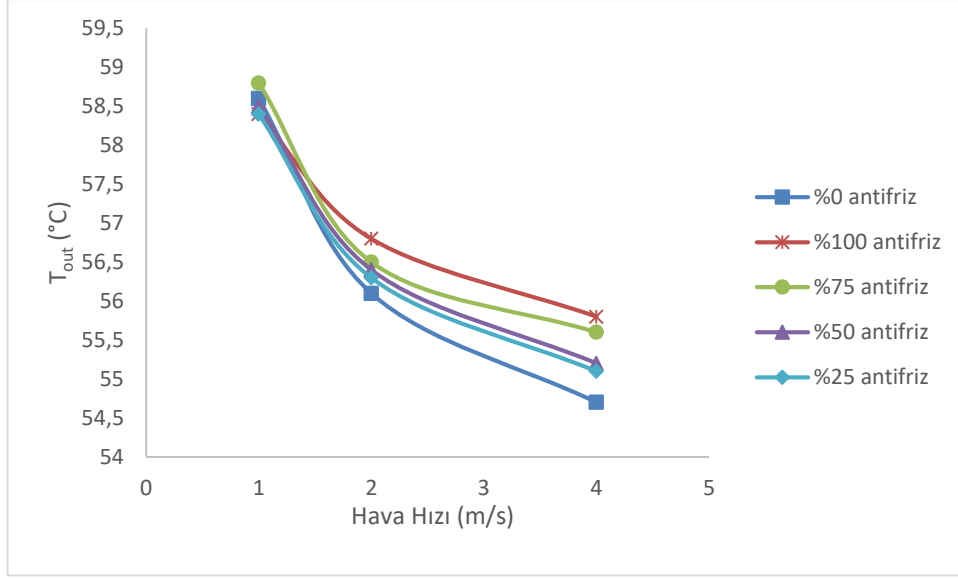
**Şekil 4.48.** 80°C giriş 2 m/s fan hızı için akışkan debisi-Nu grafiği

Akışkanın radyatöre giriş debisi 840 litre/saat ve giriş sıcaklığı 70°C için, ortalama akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) soğutma havasının hızı ile değişimi Şekil 4.49'da verilmiştir. Görüldüğü üzere, 5 farklı EG karışım oranı için çizilen eğriler benzer bir

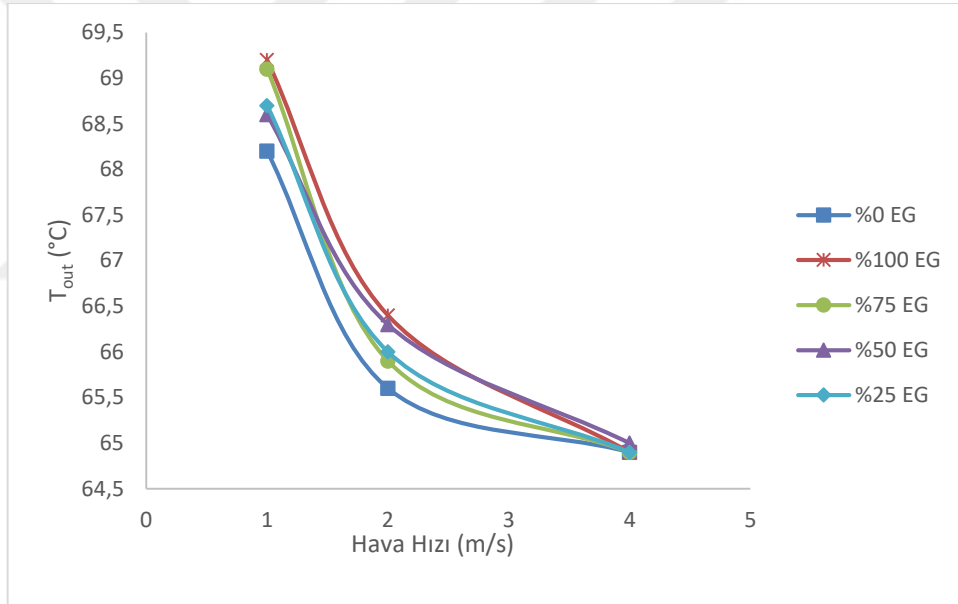
yapıdadır. Soğutucu havanın hızı 1m/s için,  $T_{out}$  değerinin maksimum seviyede olduğu ve EG oranının değişiminden pek etkilenmediği görülmektedir. Hava hızı arttıkça  $T_{out}$  değeri azalmakta ve farklı EG oranları için çizilen eğriler birbirinden uzaklaşmaktadır. Özellikle yüksek hava hızlarında, artan EG karışım oranı ile ortalama akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) değerinin arttığı belirlenmiştir. Şekil 4.50’de ise akışkanın radyatöre giriş debisi 840 litre/saat ve giriş sıcaklığı 60°C için ortalama akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) soğutma havasının hızı ile değişimi 5 farklı akışkan tipi için verilmiştir. Genel olarak eğrilerin davranışları Şekil 4.49’daki grafikte benzerlik göstermektedir. Ayrıca 4.50’de aynı giriş debisinde Şekil 4.49’a göre farklı sıcaklıkla yani daha küçük radyatör giriş sıcaklığıyla girmesinden dolayı akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) daha az değerlerde olduğu görülmüştür. Şekil 4.51’de ise akışkanın radyatöre giriş debisi 1080 litre/saat ve giriş sıcaklığı 70°C için ortalama akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) soğutma havasının hızı ile değişimi etilen-glikolün belirli hacimsel oranlarda karıştığı 5 farklı akışkan için verilmiştir. Genel olarak eğrinin davranışı Şekil 4.49 ile benzerlik göstermektedir. Ayrıca 4.51’de aynı giriş radyatör sıcaklığında Şekil 4.49’a göre farklı giriş debilerinde yani daha büyük radyatör giriş debisiyle girmesinden dolayı akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) daha büyük değerlerde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla giriş durumundaki debi artışının radyatör çıkışındaki sıcaklık ( $T_{out}$ ) değerini artırma eğiliminde olduğu görülmüştür.



**Şekil 4.49.** 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı-  $T_{out}$  grafiği



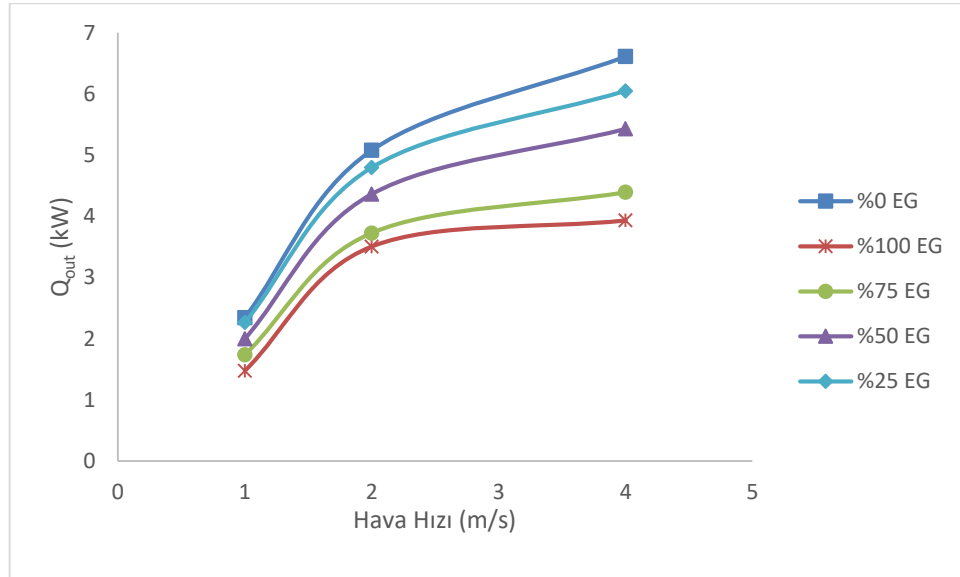
**Şekil 4.50.** 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı-  $T_{out}$  grafiği



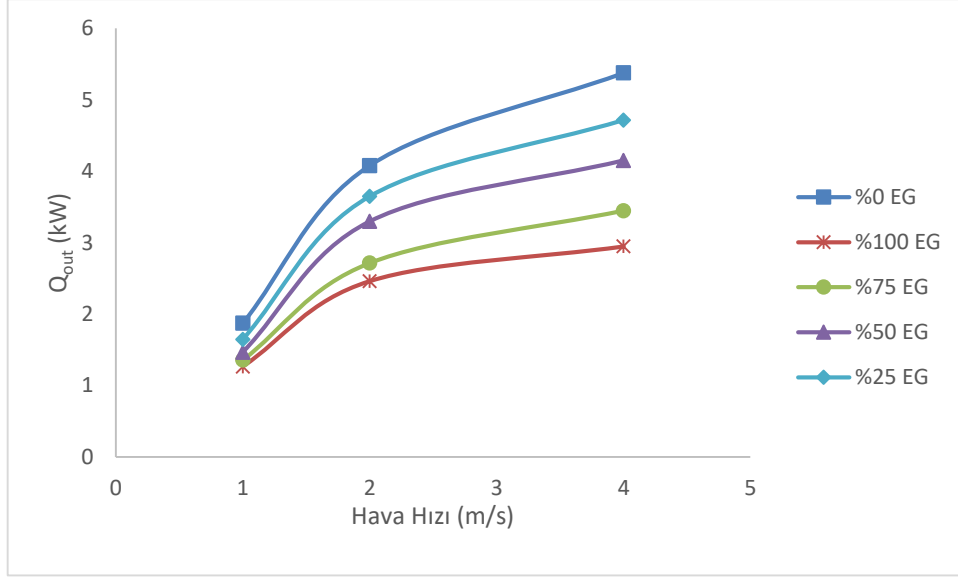
**Şekil 4.51.** 70°C giriş 1080 litre/saat akışkan debisinde hava hızı-  $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.52’de 840 litre/saat sabit akışkan debisi ve 70°C giriş koşulu altında, hava hızındaki değişimin  $Q_{out}$  üzerindeki etkisi farklı EG oranlarında hazırlanmış akışkanlar için birlikte verilmektedir. Şekil 4.52 incelendiğinde, soğutucu hava hızının artması ile  $Q_{out}$  değerinin de arttığı görülmektedir. Dolayısıyla soğutma hava hızının artışıyla zorlanmış konveksiyon ısı transferini artması sebebiyle radyatörden atılan ısı miktarını da artırmıştır. Ayrıca sabit hava hızı için, akışkanın içerisindeki EG oranının artması ile  $Q_{out}$  değerinin azaldığı görülmektedir.

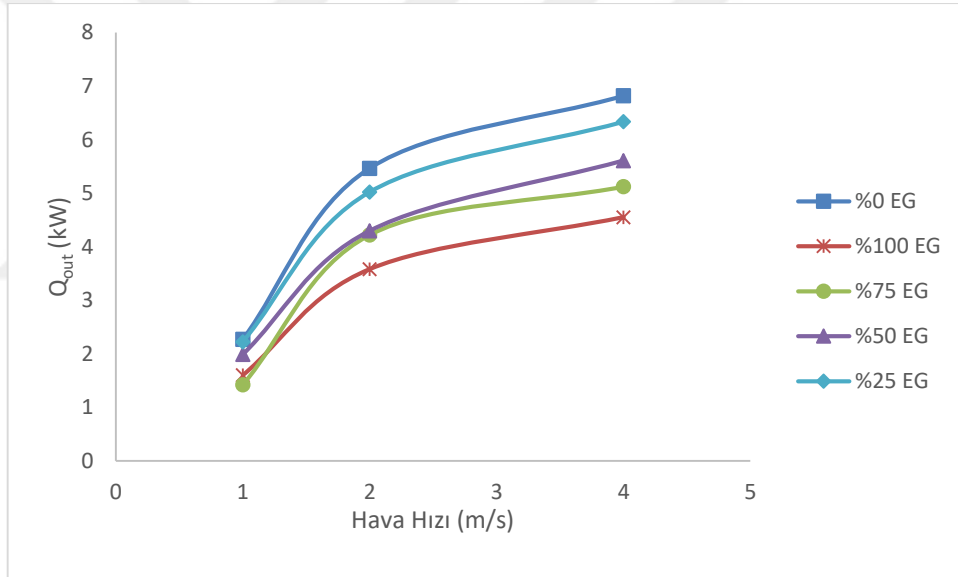
Bunun sebebi ise etilen glikolün termofiziksel özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Şekil 4.53’de 840 litre/saat sabit akışkan debisi ve 60°C giriş koşulu altında, hava hızındaki değişimin  $Q_{out}$  üzerindeki etkisi farklı EG oranlarında hazırlanmış akışkanlar için birlikte verilmektedir. Ayrıca 4.53’de aynı giriş debisinde Şekil 4.52’ye göre farklı sıcaklıkla yani daha küçük radyatör giriş sıcaklığıyla girmesinden dolayı radyatörden atılan ısının ( $Q_{out}$ ) daha az değerlerde olduğu görülmüştür. Burdan yola çıkarak radyatör girişindeki sıcaklık artışının ısı transferi üzerine pozitif bir etkisi olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 4.54’de ise akışkanın radyatöre giriş debisi 1080 litre/saat ve giriş sıcaklığı 70°C için ortalama akışkan çıkış sıcaklığının ( $T_{out}$ ) soğutma havasının hızı ile değişimi 5 farklı akışkan tipi için verilmiştir. Genel olarak eğrinin davranışı Şekil 4.52 ile benzerlik göstermektedir. Ayrıca 4.54’de aynı radyatör giriş sıcaklığında Şekil 4.52’ye göre daha büyük radyatör giriş debisiyle girmesinden dolayı akışkan radyatörden atılan ısının ( $Q_{out}$ ) daha büyük değerlerde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla giriş durumundaki debi artışının radyatörden atılan ısı ( $Q_{out}$ ) değerini artırma eğiliminde olduğu görülmüştür. Şekil 4.52 ve Şekil 4.53 artan debi koşulu göz önüne getirilerek irdelendiğinde akışkan giriş debisinin 840 litre/saat’den 1080 litre/saat’e çıkması durumunda atılan ısı miktarında yaklaşık olarak %5’lik bir artış gerçekleşmiştir.



Şekil 4.52. 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı-  $Q_{out}$  grafiği



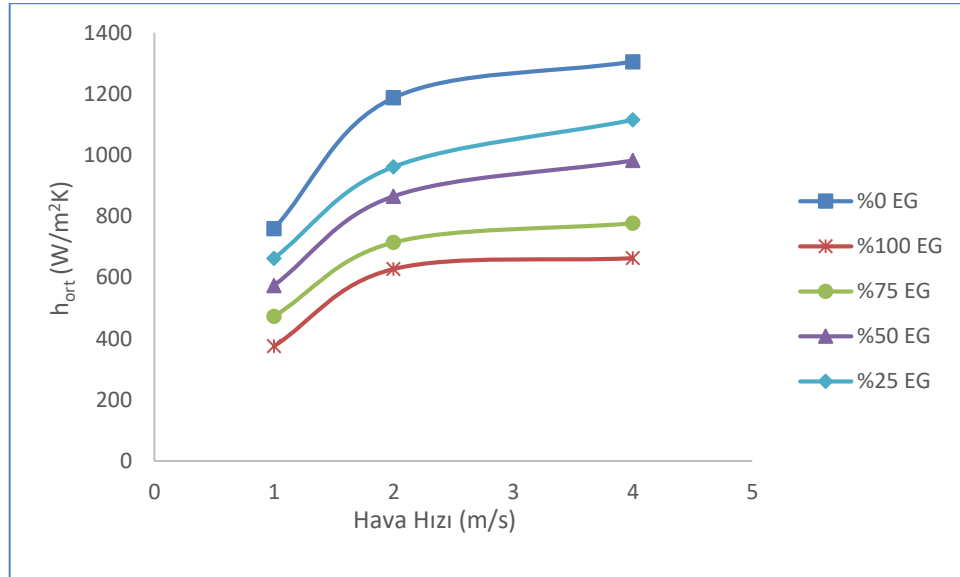
Şekil 4.53. 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisinde hava hızı- $Q_{out}$  grafiği



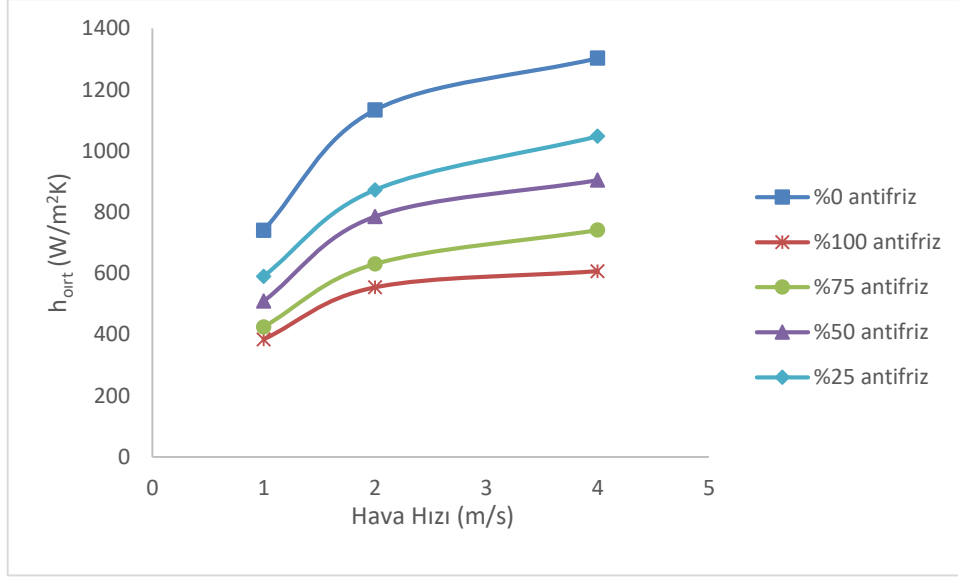
Şekil 4.54. 70°C giriş 1080 litre/saat akışkan debisinde hava hızı-  $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.55'te ise akışkan giriş debisi 840 litre/saat ve giriş sıcaklığı 70°C için, ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerinin hava hızı ile değişimi görülmektedir. Farklı EG oranları için çizilen eğriler, Şekil 4.52'de verilen duruma oldukça benzer bir eğilim göstermektedir.  $h_{ort}$  değeri hava hızının artması ile artarken, EG oranının atması ile ise azalmaktadır. Şekil 4.56'da ise akışkan giriş debisi 840 litre/saat ve giriş sıcaklığı 60°C için, ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerinin hava hızı ile değişimi görülmektedir.

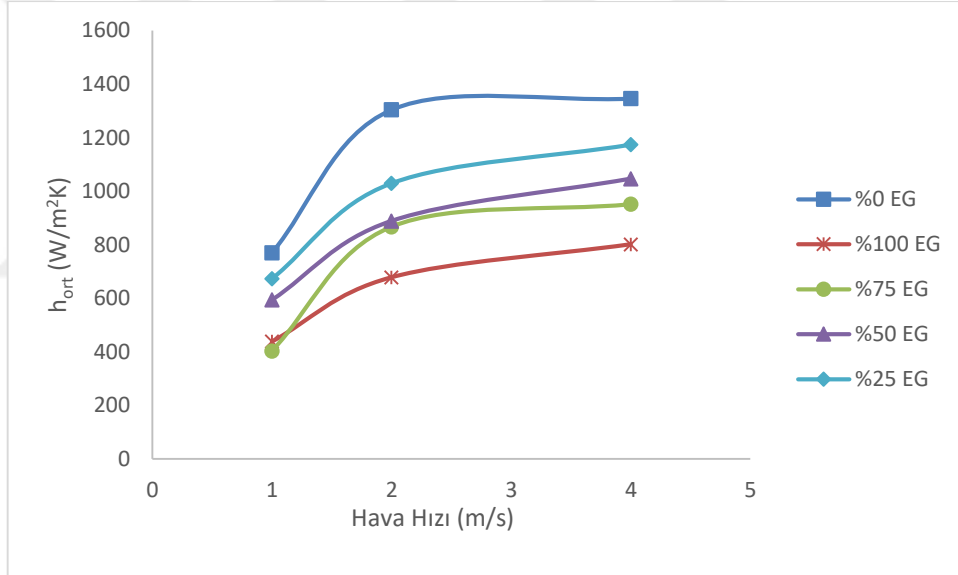
Çizilen grafik büyük oranda Şekil 4.52'ye benzerlik göstermektedir. Ayrıca 4.56'da aynı giriş debisinde Şekil 4.55'e göre farklı sıcaklıkla yani daha küçük radyatör giriş sıcaklığıyla girmesinden dolayı ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerinin Şekil 4.55'e göre her bir parametre için daha az değerlerde olduğu görülmektedir. Şekil 4.57'de ise akışkanın radyatöre giriş debisi 1080 litre/saat ve giriş sıcaklığı 70°C için ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerinin soğutma havasının hızı ile değişimi 5 farklı akışkan tipi için verilmiştir. Genel olarak eğrinin davranışı Şekil 4.55. ile benzerlik göstermektedir. Ayrıca 4.57'de aynı radyatör giriş sıcaklığında Şekil 4.55'e göre daha büyük radyatör giriş debisiyle girmesinden dolayı ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) daha büyük değerlerde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla giriş durumundaki debi artışının ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) artırma eğiliminde olduğu görülmüştür. Genel olarak radyatörden atılan ısı ( $Q_{out}$ ) ile ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) arasında doğru orantı bulunmaktadır, bu yüzden Şekil 4.52 ile Şekil 4.55, Şekil 4.53 ile Şekil 4.56 ve Şekil 4.54 ile Şekil 4.57 arasında bir uyum görülmektedir. Şekil 4.55'te hava hızındaki değişimin diğer tüm koşullar sabitken ortalama ısı transfer katsayısı üzerindeki incelendiğinde hava hızının 1 m/s'den 4 m/s'ye çıkması durumunda ortalama ısı transfer katsayısı yaklaşık olarak %70 oranında artış göstermiştir.



Şekil 4.55. 70°C giriş 840 litre/saat akışkan debisi için hava hızı-  $h_{ort}$  grafiği



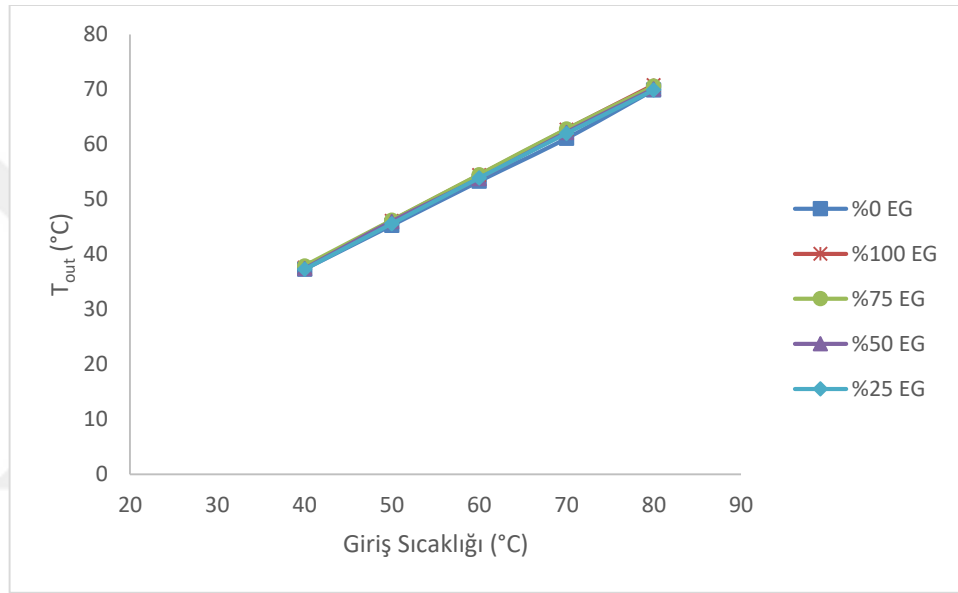
**Şekil 4.56.** 60°C giriş 840 litre/saat akışkan debisi için hava hızı-  $h_{ort}$  grafiği



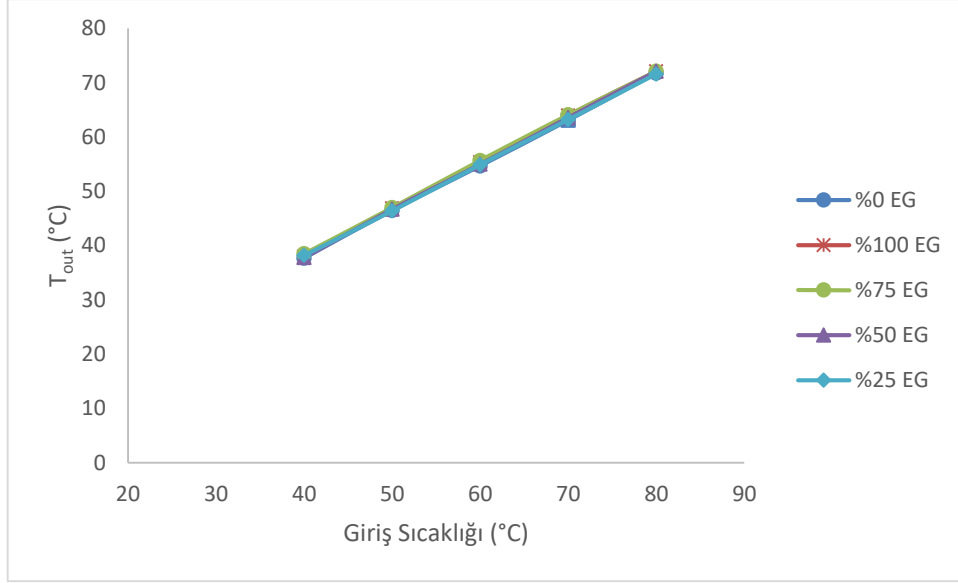
**Şekil 4.57.** 70 °C giriş 1080 litre/saat akışkan debisi için hava hızı-  $h_{ort}$  grafiği

Şekil 4.58 incelendiğinde 600 litre/saat giriş debisi ve 4 m/s hava hızı sabit olma koşuluyla, akışkanın giriş sıcaklığının çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi farklı EG oranları için birlikte görülmektedir. Akışkanın giriş sıcaklığındaki artışın çıkış sıcaklığını ( $T_{out}$ ) lineer olarak artırdığı gözlemlenmektedir. Ayrıca farklı EG karışım oranları için çizilen eğrilerin birbirleri ile oldukça yakın olduğu belirlenmiştir. Şekil 4.58 ve Şekil 4.59 beraber incelendiğinde bütün parametrelerin aynı olduğu fakat hava hızlarının farklı olduğu görülmektedir.

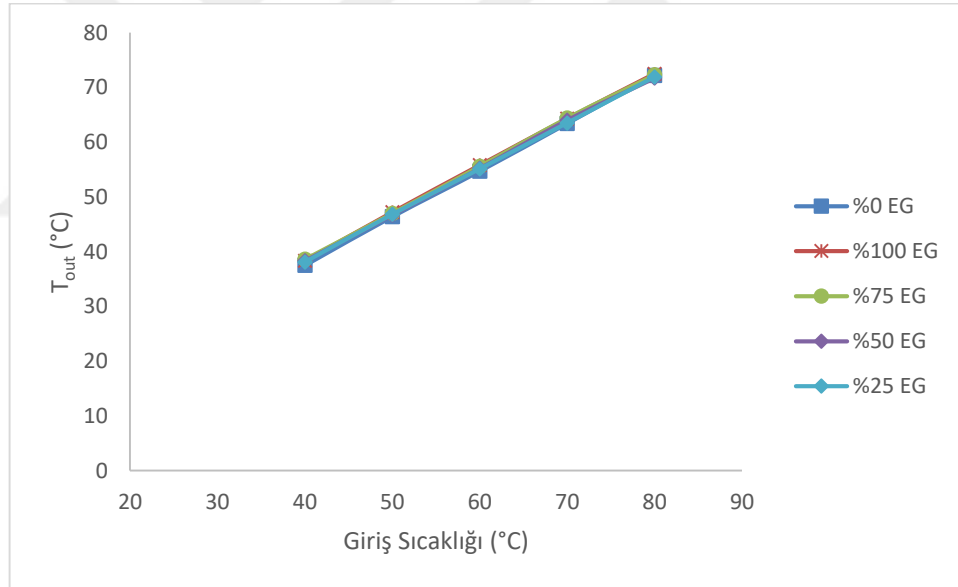
Şekil 4.59’da 2 m/s hava hızıyla çalışıldığından radyatör çıkışındaki sıcaklık değerlerinin ( $T_{out}$ ), hava hızının 4 m/s’ye göre daha az soğutabildiği için bir miktar daha büyük çıkmıştır. Şekil 4.58 ve Şekil 4.60 beraber incelendiğinde tüm parametrelerin aynı olduğu fakat radyatör giriş debilerinin birbirlerinden farklı olduğu görülmektedir. Her iki grafik incelendiğinde hemen hemen aynı sonuçları verdiği görülmektedir, fakat detaylı olarak incelendiğinde Şekil 4.60’da giriş debisinin Şekil 4.58’e göre büyük olması sebebiyle radyatör çıkışındaki akışkanın sıcaklığı ( $T_{out}$ ) çok küçük bir değerde de olsa tüm parametreler için Şekil 4.58’e göre büyük çıkmıştır.



**Şekil 4.58.** 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $T_{out}$  grafiği



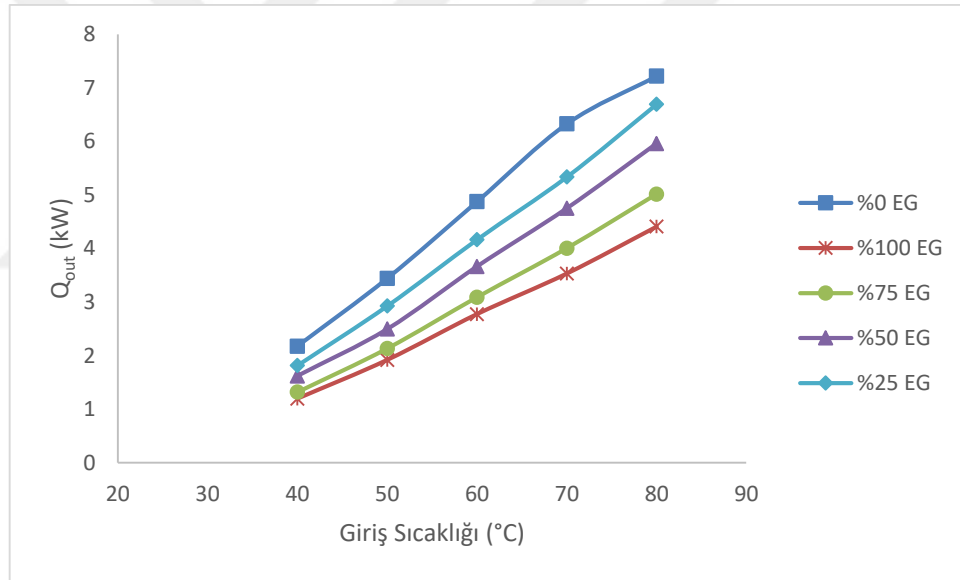
**Şekil 4.59.** 2 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $T_{out}$  grafiği



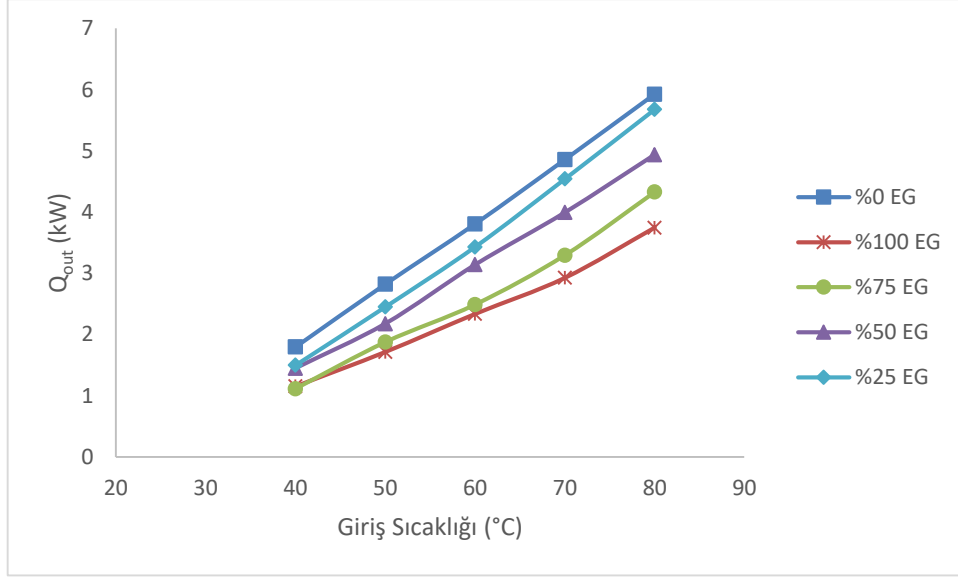
**Şekil 4.60.** 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $T_{out}$  grafiği

Şekil 4.61'de 600 litre/saat akışkan debisi ve 4 m/s hava hızı için,  $Q_{out}$  değerinin akışkan giriş sıcaklığı ile değişimi farklı EG karışım oranları için irdelenmiştir. Elde edilen bulgular neticesinde tüm EG karışım oranları için, akışkanın radyatöre giriş sıcaklığındaki artış ile atılan ısı değerinin arttığı belirlenmiştir. %0EG için çizilen eğri en üst, %100EG için çizilen eğri ise en alt seviyede yer almıştır.

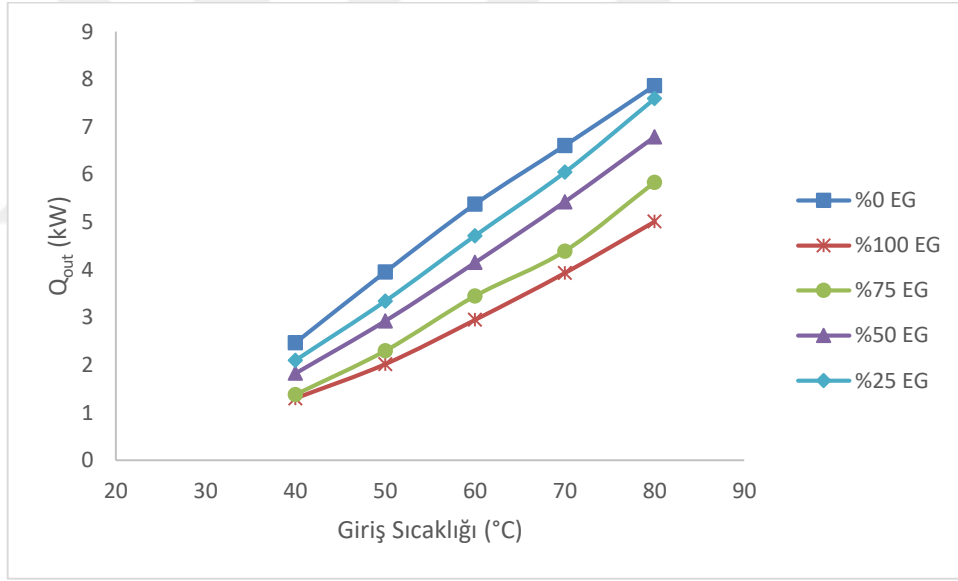
Şekil 4.61 ve Şekil 4.62 beraber incelendiğinde tüm parametrelerin aynı olduğu sadece hava hızının farklı olduğu görülmektedir. Genel olarak grafikler birbirine benzer bir yapıda seyretmektedir. Şekil 4.62’de hava hızının Şekil 4.61’e göre daha az olması sebebiyle tüm parametreler için radyatörden atılan ısı değeri ( $Q_{out}$ ) daha az olmaktadır. Şekil 4.61 ve Şekil 4.63 beraber yorumlandığında tüm parametrelerin aynı olduğu radyatör giriş debisinin farklı olduğu görülmektedir. Her iki grafikte birbirleriyle benzer yapıdadır. Şekil 4.63’te radyatör girişindeki akışkanın debisinin Şekil 4.61’e göre fazla olması sebebiyle tüm parametreler ayrı ayrı değerlendirildiğinde de artan akışkan debisinin etkisiyle radyatörden atılan ısı ( $Q_{out}$ ) değeri Şekil 4.63’te Şekil 4.61’e göre daha fazla çıkmaktadır. Şekil 4.61’de tüm parametreler sabit iken akışkan giriş sıcaklık değerinin  $40^{\circ}\text{C}$ ’den  $80^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkması durumunda, radyatörden atılan ısı miktarı yaklaşık olarak %130 oranında artış göstermiştir.



**Şekil 4.61.** 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $Q_{out}$  grafiği



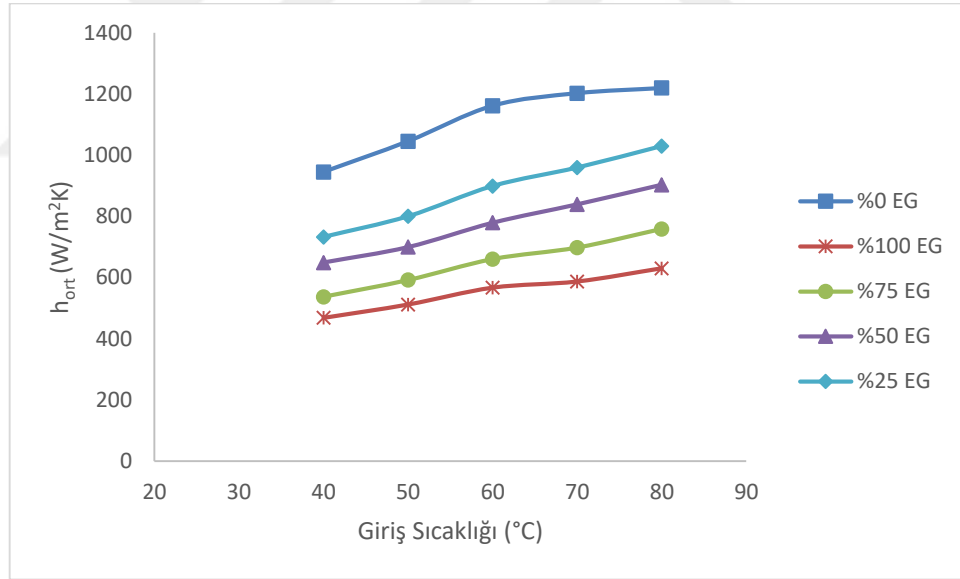
**Şekil 4.62.** 2 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $Q_{out}$  grafiği



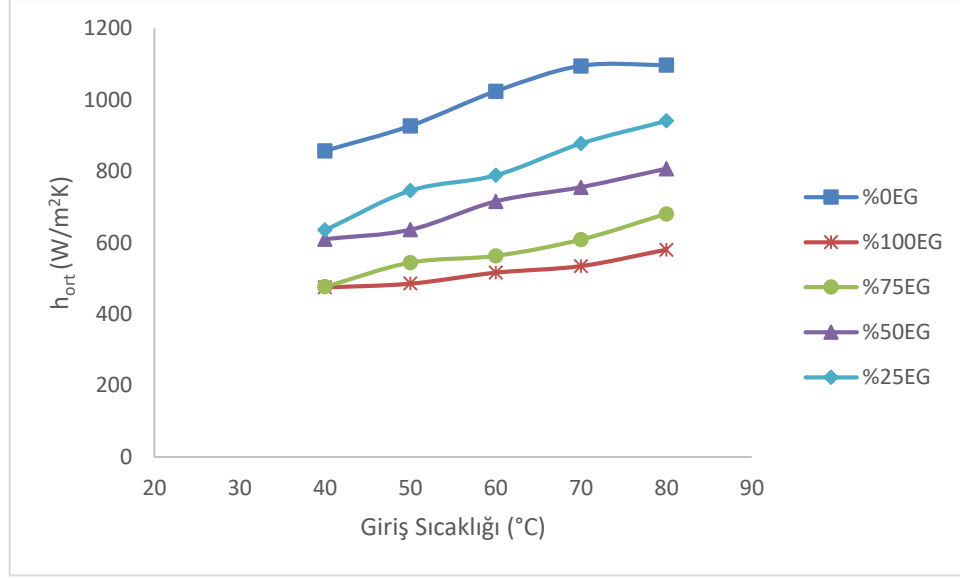
**Şekil 4.63.** 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $Q_{out}$  grafiği

Şekil 4.64’de ise Şekil 4.61’deki aynı çalışma parametreleri için,  $h_{ort}$  değerinin akışkan giriş sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Farklı EG oranları için çizilen eğriler Şekil 4.61 ile oldukça benzer bir eğilim içindedir. Bunun sebebi ise eşitlik 3.9’dan kaynaklanmaktadır. Akışkan giriş sıcaklık değerinin artması ile  $h_{ort}$  değeri artmakta, karışım içindeki EG oranının artması ile ise  $h_{ort}$  değeri azalmaktadır.

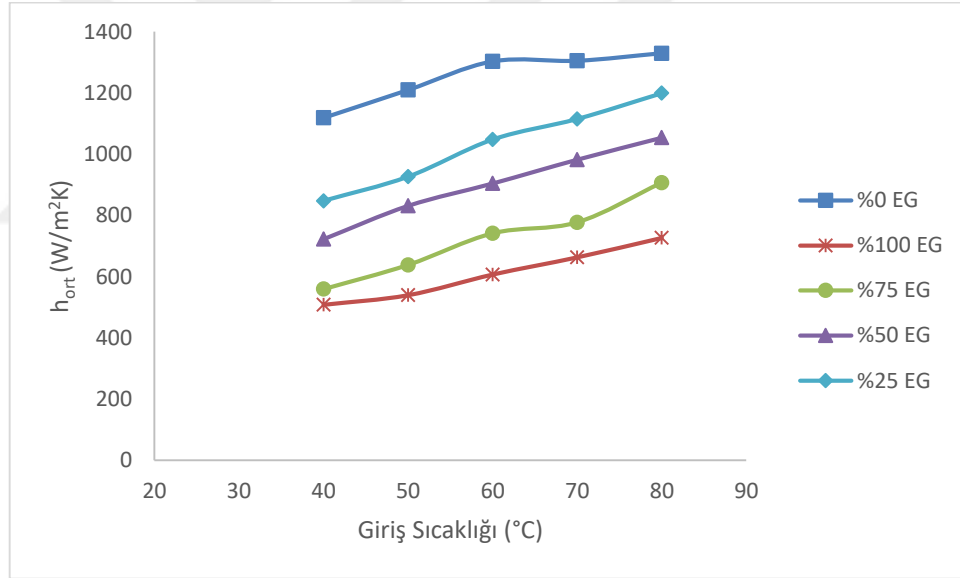
Şekil 4.64 ve Şekil 4.65 beraber incelendiğinde tüm parametrelerin aynı olduğu fakat hava hızlarının farklı olduğu görülmektedir. Şekil 4.64'te girişteki hava hızı değeri Şekil 4.65.'e göre daha büyüktür. Giriş durumundaki hava hız değerinin büyük olması her iki grafik birbiriyle mukayese edildiğinde Şekil 4.64.'teki ortalama ısı transfer değerinin için Şekil 4.65'e göre özellikle %0EG ve %25EG akışkan tipleri irdelendiğinde üstün olduğu görülmektedir. Şekil 4.64 ve Şekil 4.66 beraber incelendiğinde tüm parametrelerin aynı olduğu fakat radyatör giriş debisinde farklılık olduğu görülmektedir. Şekil 4.66'da akışkan giriş debisinin Şekil 4.64'e göre büyük olması sebebiyle irdelenen tüm parametre koşulları için ortalama ısı transfer katsayısının ( $h_{ort}$ ) değeri daha büyük çıkmaktadır. Eşitlik 3.9 'da kütleli debideki artışın ortalama ısı transfer katsayısıyla doğru orantılı olduğu görülmektedir. Kütleli debisi hacimsel debideki artışa bağlı olarak artmaktadır. Bu sebeple radyatör debi girişinin 600 litre/saat'ten 840 litre/saat'e çıkması durumunda ortalama ısı transfer katsayısında artış görülmüştür.



**Şekil 4.64.** 4 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $h_{ort}$  grafiği



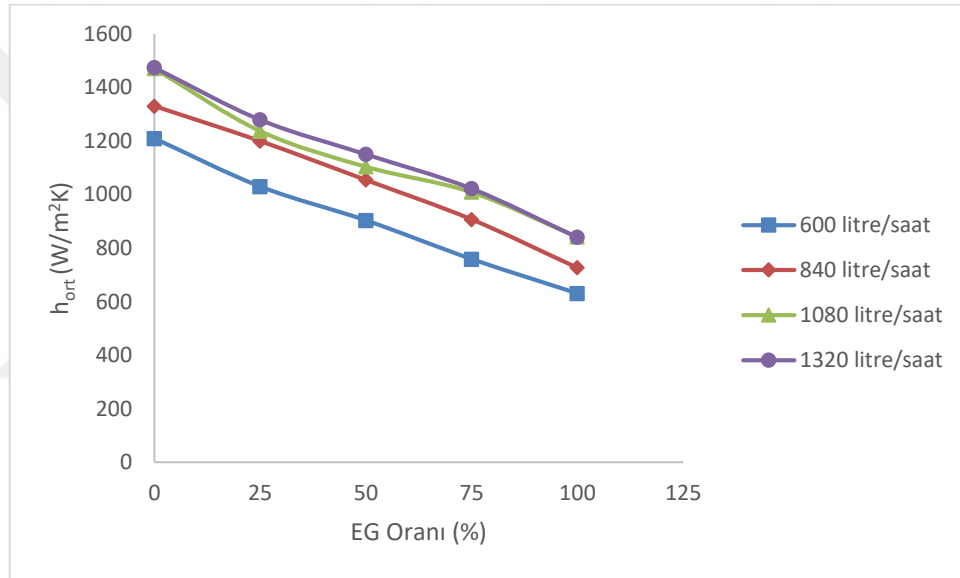
**Şekil 4.65.** 2 m/s hava hızı için 600 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $h_{ort}$  grafiği



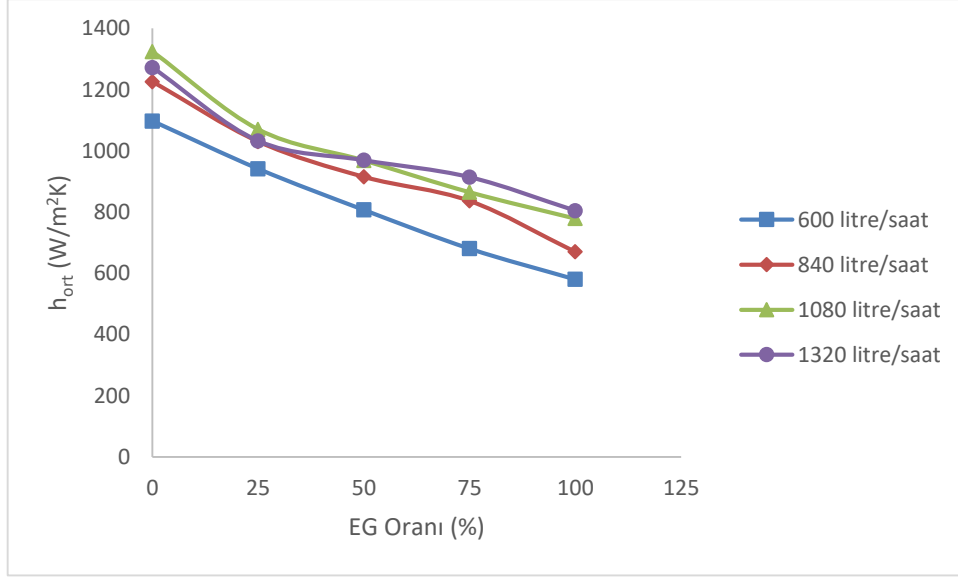
**Şekil 4.66.** 4 m/s hava hızı için 840 litre/saat akışkan debisi için giriş sıcaklığı-  $h_{ort}$  grafiği

Şekil 4.67 incelendiğinde farklı akışkan tiplerinde sabit hava hızı ve sabit akışkan giriş sıcaklık değerlerinde EG oranının değişen akışkan giriş debilerinde ortalama ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

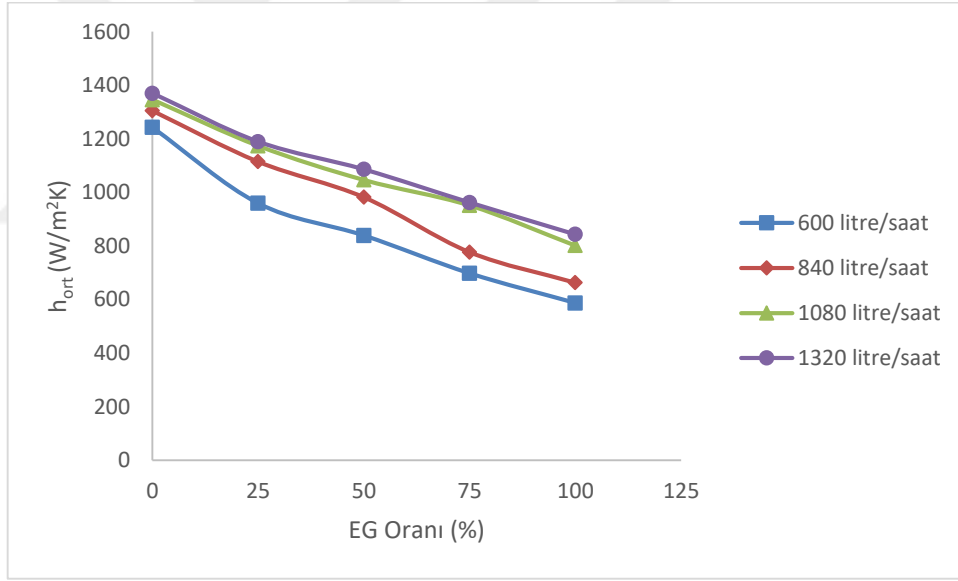
Yapılan irdelemede akışkan giriş debisindeki artışın ortalama ısı transfer katsayısının artırdığı, EG'ün artan oranlarda radyatör soğutma akışkanı olarak kullanılması durumunda ise ortalama ısı transfer katsayısının düştüğü görülmüştür. Şekil 4.68'de Şekil 4.67'ye göre hava hızı 4 m/s'den 2 m/s'ye düştüğü durum için irdelemeler yapılmış olup. Hava hızındaki düşüş tüm parametreler sabit iken ortalama ısı transfer katsayısını yaklaşık olarak %15 civarında düşürmüştür. Şekil 4.69 ise Şekil 4.67'ye benzer bir grafiktir, sadece akışkan giriş sıcaklık değeri Şekil 4.67'den 10°C daha düşüktür. Akışkan giriş sıcaklık değerindeki bu düşüş sebebiyle Şekil 4.69'daki ortalama ısı transfer katsayısı değerleri Şekil 4.67'ye göre yaklaşık olarak %8 civarında daha düşük çıkmıştır.



**Şekil 4.67.** 4 m/s hava hızı ve 80°C giriş sıcaklığında farklı akışkan debileri için EG Oranı-h<sub>ort</sub> grafiği



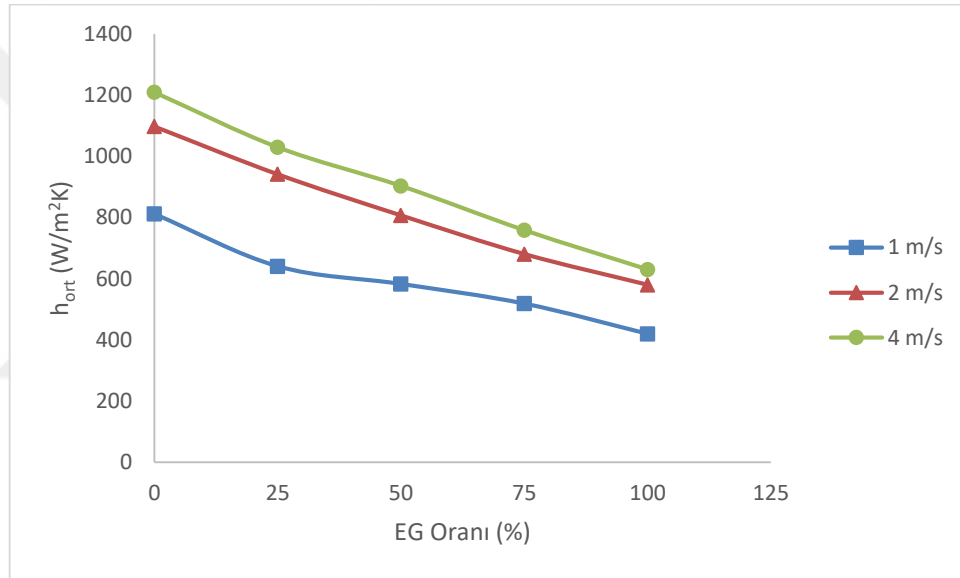
**Şekil 4.68.** 2 m/s hava hızı 80°C giriş sıcaklığında, farklı akışkan debileri için EG oranı- $h_{ort}$  grafiği



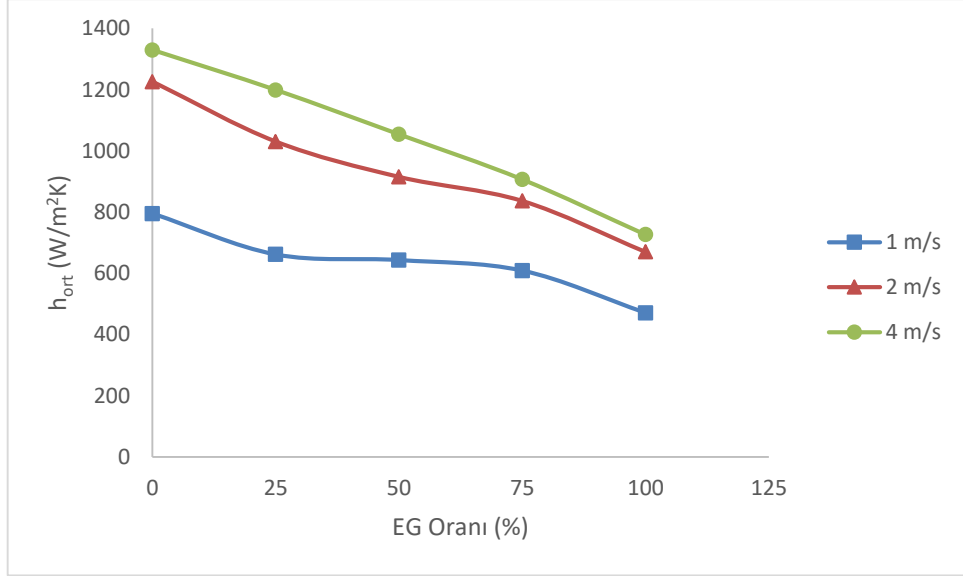
**Şekil 4.69.** 4 m/s hava hızı 70°C giriş sıcaklığında, farklı akışkan debileri için EG oranı- $h_{ort}$  grafiği

Şekil 4.70, Şekil 4.71, Şekil 4.72, Şekil 4.73, Şekil 4.74 ve Şekil 4.75'de ortalama ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) soğutucu akışkan içerisine katılan etilen glikol (EG) oranı ile değişimi, farklı akışkan debileri, farklı hava hızları ve farklı giriş sıcaklıkları için verilmektedir.

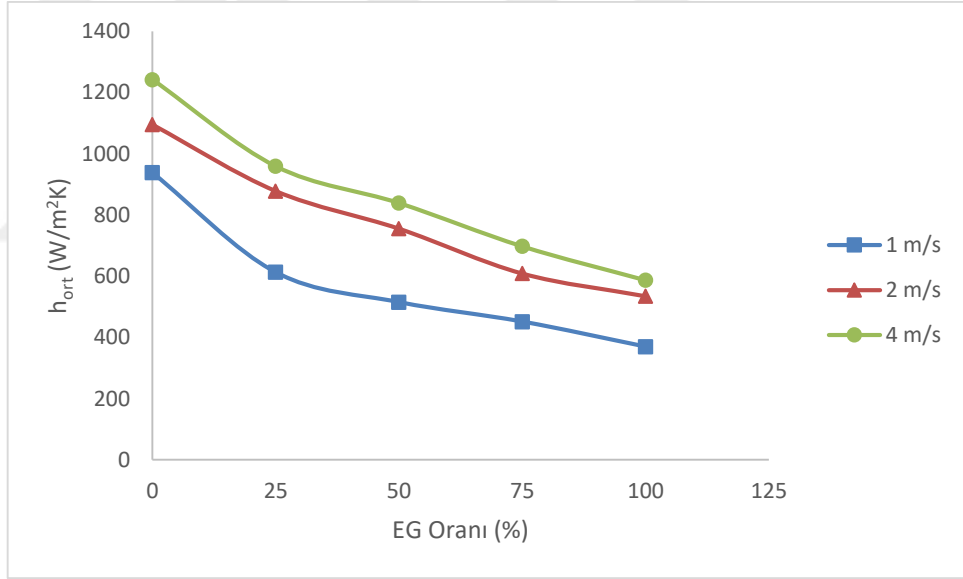
6 şekil birlikte incelendiğinde, akışkan içerisine katılan etilen glikol miktarı artıkça ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerinin lineer olarak azaldığı görülmektedir. Bu durum bu çalışma kapsamında ele alınan tüm akışkan giriş debileri, sıcaklıkları ve hava hızları için benzer olarak gerçekleşmiştir. Dolayısıyla incelenen tüm parametreler için, soğutucu akışkana etilen glikol ilavesinin gerçekleşen ısı transferini olumsuz yönde etkilediği söylenebilir. Yine aynı şekillerde görüldüğü üzere, diğer parametreler sabit iken akışkan giriş debisinin, giriş sıcaklığının veya hava hızının artması ise, ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) değerini artırmaktadır. Dolayısıyla akışkan giriş debisi, giriş sıcaklığı ve hava hızının değerinin artması, radyatörden gerçekleşen ısı transferini olumlu yönde etkilediği ve radyatörün ısı performansını artırdığı söylenebilir.



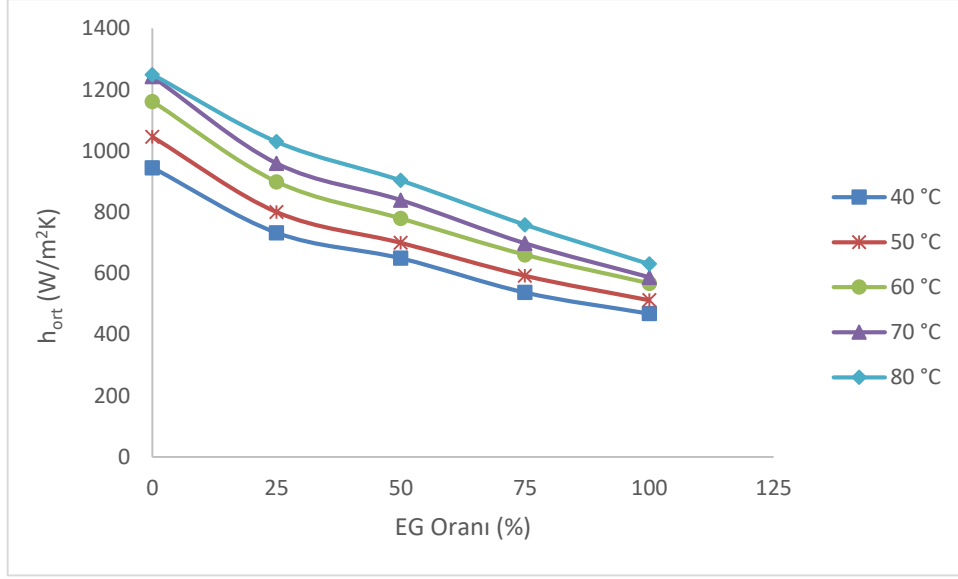
**Şekil 4.70.** 80°C giriş sıcaklığı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızları için EG oranı- $h_{ort}$  Grafiği



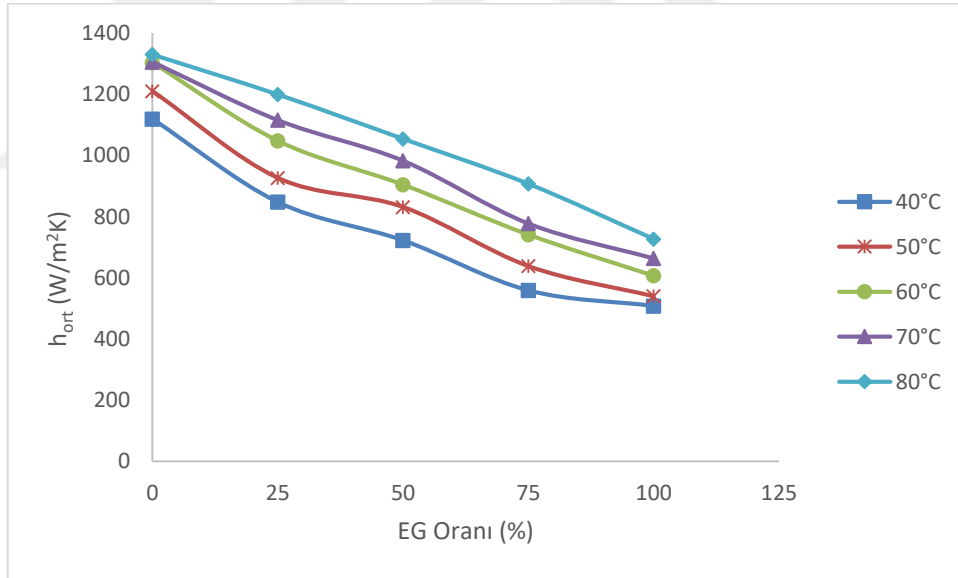
**Şekil 4.71.** 80°C giriş sıcaklığı ve 840 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızlarında EG oranı- $h_{ort}$  grafiği



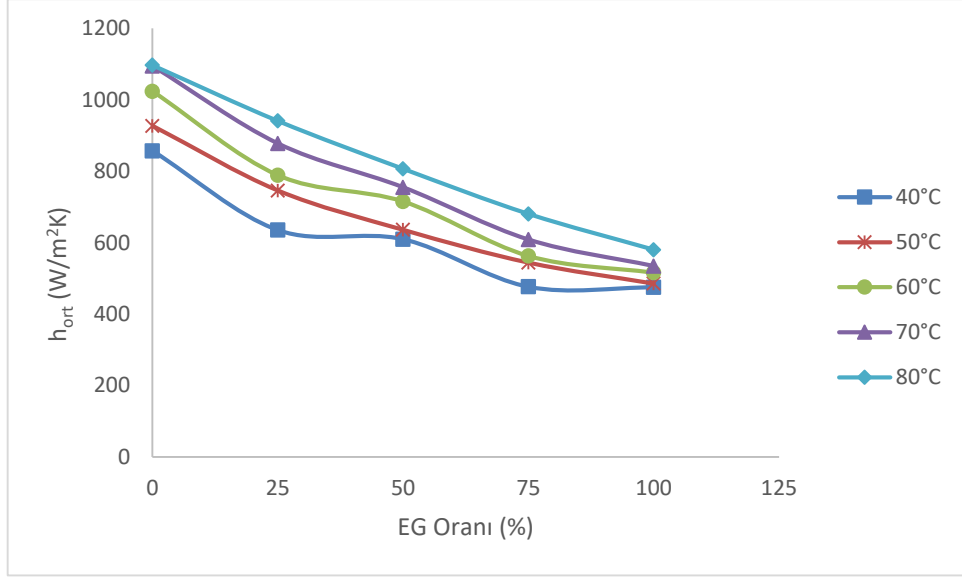
**Şekil 4.72.** 70°C giriş sıcaklığı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı hava hızlarında EG oranı- $h_{ort}$  grafiği



**Şekil 4.73.** 4 m/s hava hızı ve 600 litre/saat akışkan debisinde için farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı- $h_{ort}$  grafiği



**Şekil 4.74.** 4 m/s hava hızı ve 840 litre/saat akışkan debisinde, farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı- $h_{ort}$  grafiği



**Şekil 4.75.** 2 m/s hava hızı ve 600 litre/saat akışkan debisinde farklı giriş sıcaklıkları için EG oranı- $h_{ort}$  grafiği

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında, bir otomobil radyatörünün çalışmasını temsil eden bir deney düzeneği kurulmuştur. Kurulan bu deney düzeneği aracılığı ile, otomobil radyatörün soğutucu akışkan giriş debisi 600-1320 litre/saat aralığında, giriş sıcaklığı 40-80 °C aralığında ve hava hızı ise 1-4 m/s aralığında değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Deneylerde temel akışkan olarak belirlenmiş su içerisine farklı karışım oranlarında etilen glikol katılmak suretiyle, 5 farklı soğutucu akışkan tipi belirlenmiştir. Bu kapsamda soğutucu akışkan olarak, %0EG, %25EG, %50EG, %75EG ve %100EG karışım oranı ile hazırlanmış karışımlar ele alınmıştır. Deneylerden elde edilen veriler ışığında bir otomobil radyatörünün çalışma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, incelenen diğer parametreler sabit tutulurken otomobil radyatörüne giren soğutucu akışkan sıcaklığının artırılması, soğutucu akışkan giriş debisinin artırılması veya havanın hızının artırılmasının,  $Q_{out}$  ve  $h_{ort}$  sayısının değerini artırdığı ve otomobil radyatöründen gerçekleşen ısı transferinde artışa sebep olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada incelenen parametre aralığında, Soğutma sıvısının içerisine etilen glikol ilave edilmesi durumunda radyatörün ısı transfer performansının düştüğü gözlemlenmiştir. Etilen glikol ilavesinin motor soğutma suyunun donma sıcaklığını aşağıya çekme, kaynama noktasını yükseltme ve korozyonu önleme gibi pozitif özellikleri olmasına rağmen, gerçekleşen ısı transferine negatif bir etki yaptığı tespit edilmiştir. Yapılan deneyler neticesinde incelenen parametre aralığında, soğutucu akışkan olarak %0EG (sadece su) kullanılması durumunda, soğutucu akışkan giriş sıcaklığının, debisinin ve havasının hızının maksimum olduğu durumda otomobil radyatörünün optimum soğutma performansı gerçekleştirdiği belirlenmiştir.

Çalışma kapsamında kullanılan akışkan tipinin, hava hızının, akışkan giriş sıcaklığının ve akışkan giriş debisi gibi parametre değişimlerinin maksimum ısı transfer performansı olduğu duruma göre diğer değişkenler minimumda tutularak sadece bir parametrenin değiştirilmesi durumunda ortalama ısı transfer katsayısında ( $h_{ort}$ ) yüzde azalmalar bulunmuştur. 5 farklı durum için irdelemeler gerçekleştirilmiştir.

**Çizelge 5.1.** 5 farklı durum için çalışma koşulları

	<b>Akışkan Tipi</b>	<b>Hava Hızı (m/s)</b>	<b>Giriş Sıcaklığı (°C)</b>	<b>Giriş Debisi (litre/saat)</b>
Durum 1	%0EG	4	80	1320
Durum 2	%100EG	4	80	1320
Durum 3	%0EG	1	80	1320
Durum 4	%0EG	4	40	1320
Durum 5	%0EG	4	80	600

Durum 1 maksimum ısı transferinin dolayısıyla maksimum ısı transfer katsayısının ( $h_{ort}$ ) gerçekleştiği durumdur. Diğer durumlar ise Durum 1'deki 4 parametrenin 3'ü sabit kalmak şartıyla sadece 1 tanesi değiştirilerek oluşturulmuştur. Sırasıyla Durum 2'de akışkan tipindeki değişim, Durum 3'te hava hızındaki değişim, Durum 4'te akışkan giriş sıcaklığındaki değişim ve Durum 5'te ise akışkan giriş debisindeki değişim incelenmiştir. Durum 1 maksimum ısı transfer performansının gerçekleştiği koşulları ifade etmektedir dolayısıyla parametrelerin değişimiyle elde edilen Durum 2, Durum 3, Durum 4 ve Durum 5'in ısı transfer performansları Durum 1'le mukayese edildiğinde daha zayıf olmaktadır.

**Çizelge 5.2.** Değiştirilen parametrelerin ortalama ısı transfer katsayısının yüzde (%) azaltıcı etkisi

	<b>Durum 2</b>	<b>Durum 3</b>	<b>Durum 4</b>	<b>Durum 5</b>
Yüzdece (%) Azalma	42,9751	53,749	15,481	17,923

Durum 1 sabit kabul edilerek Çizelge 5.2 oluşturulmuştur. Ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) değerinde maksimum yüzdece azalma Durum 3 için gerçekleşmiştir. Yani bütün değişkenler sabit iken hava hızının minimum olması durumunda ortalama ısı transferi ( $h_{ort}$ ) %53,749 oranında azalmıştır. Durum 2 için tüm parametreler sabit iken akışkan tipinin değişimi %100EG kullanılması durumunda ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) değerinde %42,9751 oranında bir azalma söz konusudur. Minimum yüzdece azalma ise Durum 4'te gerçekleşmiştir.

Tüm parametreler sabit iken akışkan giriş sıcaklık değerinin minimuma düşürülmüştür, bu da ortalama ısı transfer katsayısında %15,481 oranında bir azalmaya sebep olmuştur. Durum 5'te ise tüm değişkenler sabit kabul edilerek akışkan giriş debisinin azalmasının ortalama ısı transfer katsayısı üzerine olan etkisi irdelenmiştir. Bu irdeleme neticesince %17,923 oranında ortalama ısı transfer katsayısında azalma tespit edilmiştir. Yapılan irdelemeler neticesinde hava hızındaki ve akışkan tipindeki değişimin ortalama ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) değerini akışkan giriş sıcaklığı ve akışkan giriş debisine göre daha fazla olumsuz yönde etkilediği tespit edilmiştir.

Otomobil radyatörlerinde etilen glikol kullanımı bilinen bir olaydır. Fakat çalışma kapsamında irdelenen değişen oranlarda etilen glikol ilavesiyle otomobil radyatörünün ısı transfer performansının detaylı incelemesi sayesinde, literatürde genellikle kullanılan %50-%50 ve %60-%40 oranlarındaki etilen glikol su karışımların dışında %25EG, %75EG ve %100EG karışımlarının otomobil radyatörlerinin ısı transfer performansı üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiş ve diğer araştırmacıların bilgisine sunulmuştur.

Otomobil radyatörleri pek çok konudan daha fazla araştırılabilecek bir potansiyele sahiptir. Gelecekte bu konu üzerinde araştırma yapacak olan araştırmacılar, elde etmiş oldukları bulguları CFD programlar vasıtasıyla nümerik olarak elde edebilir ve bu nümerik sonuçları deneysel sonuçlarla mukayese edebilirler. Farklı boyutlardaki otomobil radyatörleri için esnek bir deney tesisat düzeneği kurularak, farklı radyatör tipleri için deneyler gerçekleştirilebilir. Farklı soğutucu akışkan kullanımı, farklı akışkan giriş debileri ve giriş sıcaklıkları altında radyatördeki basınç kaybı hesaplanabilir. Daha büyük bir fan kapasitesiyle ve yüksek sıcaklıktaki akışkana dayanıklı bir santrifüj pompayla, otomobil radyatörünün performansı gerçek çalışma şartlarına daha yakın olarak test edilebilir. Santrifüj pompaya frekans konverteri bağlanarak debi ayarları daha hassas bir şekilde yapılabilir ve aynı zaman da pompanın tüketmiş olduğu güç de belirlenebilir. Akışkan debisi ölçümü için çok çeşitli debi ölçüm cihazları mevcut olup daha hassas ölçüm yapılabilecek cihazlar kullanılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Harsh R., Srivastav H., Balakrishnan P., Saini V., Kumar D.S., Rajni K.S., Thirumalini S., Study of Heat Transfer Characteristics of Nanofluids in an Automotive Radiator, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Ağustos 2017, Bengaluru-Hindistan, 2017.
- [2] Ponangi B. R., S Sumanth, Krishna V., Seetharam T.R., Seetharamu K. N., Performance Analysis of Automobile Radiator Using Carboxyl Graphene Nanofluids, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Kasım 2017, Dubai-Birleşik Arap Emirlikleri, 2017.
- [3] Said Z., Assad H. E. M., Hachicha A. A., Bellos E., Abdelkareem M. A., Alazaizeh D.Z., Yousef A.A. B., Enhancing the performance of automotive radiators using nanofluids, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 112, 183-194. 2019.
- [4] Habibian S.H., Abolmaali A. M., Afshin H., Numerical Investigation of the Effects of Fin Shape, Antifreeze and Nanoparticles on the Performance of Compact Finned-Tube Heat Exchangers for Automobile Radiator, Applied Thermal Engineering, 133, 248-260, 2018.
- [5] Elsaid M. A., Experimental Study on the Heat Transfer Performance and Friction Factor Characteristics of  $\text{Co}_3\text{O}_4$  and  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Based  $\text{H}_2\text{O}/(\text{CH}_2\text{OH})_2$  Nanofluids in a Vehicle Engine Radiator, International Communications in Heat and Mass Transfer, 108, 2019.
- [6] Sandhya D., Reddy M.C.S., Rao V. V., Improving the Cooling Performance of Automobile Radiator with Ethylene Glycol Water Based  $\text{TiO}_2$  Nanofluids, International Communications in Heat and Mass Transfer, 78, 121–126, 2016.
- [7] Selvam C., Lal D. M., Harish S., Enhanced Heat Transfer Performance of an Automobile Radiator with Graphene Based Suspensions, Applied Thermal Engineering, 123, 50-60, 2017.

- [8] Nambeesan K. P. V., Parthiban R., Kumar K.R., Athul U.R., Vivek M., Thirumalini S., Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in Automobile Radiator Using  $\text{Al}_2\text{O}_3$ /Water–Ethylene Glycol Nanofluid Coolants, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 12, 2857-2865, 2015.
- [9] Karimi A. ve Afrand M., Numerical Study on Thermal Performance of an Air-Cooled Heat Exchanger: Effects of Hybrid Nanofluid, Pipe Arrangement and Cross Section, *Energy Conversion and Management*, 164, 615-628, 2018.
- [10] Subhedar D.G., Ramani B.M., Gupta A., Experimental Investigation of Heat Transfer Potential of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ /Water-Mono Ethylene Glycol Nanofluids as a Car Radiator Coolant, *Case Studies in Thermal Engineering*, 11, 26–34, 2018.
- [11] Goudarzi K., Jamali H., Heat Transfer Enhancement of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -EG Nanofluid in a Car Radiator with Wire Coil Inserts, *Applied Thermal Engineering*, 118, 510–517, 2017.
- [12] Tijani A. S., Sudirman A. S., Thermos-Physical Properties and Heat Transfer Characteristics of Water/Anti-Freezing and  $\text{Al}_2\text{O}_3$ /CuO Based Nanofluid as a Coolant for Car Radiator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118, 48-57, 2018.
- [13] Soylu S. K., Atmaca İ., Asiltürk M., Doğan A., Improving Heat Transfer Performance of an Automobile Radiator Using Cu and Ag Doped  $\text{TiO}_2$  Based Nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 157, 2019.
- [14] A. S. Canbolat,, Otomobil Radyatörlerinin Isıl Performans Optimizasyonunun Nümerik İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Uludağ Üniversitesi, Bursa, 2014.
- [15] Malapure, V.P., Sushanta, K. M., Bhattacharya, A., Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer over Louvered Fins in Compact Heat Exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 199–211, 2007.

- [16] Nuntaphan, A., Vithayasai, S., Kiatsiriroat, T., & Wang, C.C., Effect of Inclination Angle on Free Convection Thermal Performance of Louver Finned Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 361–366, 2007.
- [17] Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H., Experimental Investigation of Geometry Effects on the Performance of a Compact Louvered Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31, 3337-3346, 2011.
- [18] Leu ,J.S., Liu, M.S., Liaw, M.S., Wang, C.C., A Numerical Investigation of Louvered Fin and Tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4235-4243, 2001.
- [19] Cuevas, C., Makaire, D., Dardenne, L, Ngendakumana, P., Thermo-Hydraulic Characterization of a Louvered Fin and Flat Tube Heat Exchanger, *Experimental Thermal And Fluid Science*, 35, 154–164, 2011.
- [20] Karthik, P., Kumaresan, V., Velraj R., Experimental and Parametric Studies of a Louvered Fin and Flat Tube Compact Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics, *Alexandria Engineering Journal*, 54, 905–915, 2015.
- [21] Bošnjakovic, M., Muhic, S., Cikić, A., Experimental Testing of the Heat Exchanger with Star-Shaped Fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149, 2019.
- [22] Ploskić, A., Wang, Q., Sadrizadeh S., A Holistic Performance Evaluation of Ventilation Radiators – an Assessment According to EN 442-2 Using Numerical Simulations, *Journal of Building Engineering*, 25, 2019.
- [23] Calisir, T., Yazar, H. O., Baskaya S., Thermal Performance of PCCP Panel Radiators for Different Convectector Dimensions –An Experimental and Numerical Study, *International Journal of Thermal Sciences*, 137, 375–387, 2019.

- [24] Dwivedi V.D., Rai R., Modeling and Fluid Flow Analysis of Wavy Fin Based Automotive Radiator, Vishwa Deepak Dwivedi Int. Journal of Engineering Research and Applications, 5(1) , 17-26, 2015.
- [25] Ravisankar, R., Venkatachalapathy, V. S. K., Alagumurthy N., Thermal Performance Improvement of Tractor Radiator Using CuO/Water Nanofluid, Heat Transfer—Asian Research, 46 (1), 61-74, 2017.
- [26] Kilicaslan, İ., Sarac, H. İ., Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 339-346, 1998.
- [27] Gorobets, V., Bohdan, Y., Trokhaniak, V., Antypov L., Investigations of Heat Transfer and Hydrodynamics in Heat Exchangers with Compact Arrangements of Tubes, Applied Thermal Engineering, 151, 46–54, 2019.
- [28] S. Singh, To Study the Effect of Al/water Nanofluids on Thermo-hydraulic Performance of Single-pass Cross-flow Compact Heat Exchanger. Yüksek Lisans Tezi. Thapar Üniversitesi, Patiala, 2015.
- [29] Prek M., Krese G., Experimental Analysis of an Improved Regulation Concept for Multipanel Heating Radiators: Proof-of-Concept, Energy, 161, 52-59, 2018.
- [30] Yedikardeş Y., Teke İ., Effect of Louvres on the Thermal Efficiency of Panel Radiators, International Communications in Heat and Mass Transfer, 88, 160-170, 2017. [dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.07.017](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.07.017)
- [31] Myhren J. A., Holmberg S., Performance Evaluation of Ventilation Radiators, Applied Thermal Engineering, 51, 315-324, 2013.

- [32] Rai K. P., Kumar A., Yadav A., Experimental Investigation of Heat Transfer Augmentation in Automobile Radiators Using Magnesium Oxide/Distilled Water-Ethylene Glycol Based Nanofluid, *Materials Today: Proceedings*, 24, 1525–1532, 2020.
- [33] Huang Z., Ling J., Hwang Y., Aute V., Radermacher R., Airside Heat Transfer and Friction Characteristics of a 0.8mm Diameter Bare Tube Heat Exchanger, *Heat Transfer Engineering*,
- [34] Pérez- Segarra C.D., Oliet C., Oliva A., Thermal and Fluid Dynamic Simulation of Automotive Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part 1: Mathematical Model, *Heat Transfer Engineering*, 29(5), 484–494, 2008.
- [35] Oliet C., Pérez- Segarra C.D., Oliva A., Thermal and Fluid Dynamic Simulation of Automotive Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part 2: Experimental Comparison, *Heat Transfer Engineering*, 29(5), 495–502, 2008.
- [36] Heris S. Z., Shokrgozar M., Poorpharhang S., Shanbedi M., Noie S. H., Experimental Study of Heat Transfer of a Car Radiator with CuO/Ethylene Glycol-Water as a Coolant, *Journal of Dispersion Science and Technology*, 35, 677-684.
- [37] Rahmati A.R., Gheibi, Experimental and Numerical Analysis of a Modified Hot Water Radiator with Improved Performance, *International Journal of Thermal Sciences*, 149, 106175.
- [38] Oliet C., Pérez-Segarra C. D., Olivia A., Castro J., Multidimensional and Unsteady Simulation of Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 56, 193-210.
- [39] Thulukkanam K., *Heat Exchanger Design Handbook*, Taylor and Francis Group, Florida, 2013.

[40] Shah, R.K., Sekulic, D.P., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Hoboken, 2003.

[41] Çengel, Y. A., Boles, A. M., Thermodynamics an Engineering Approach, McGraw-Hill. New York, 2006.

[42] Çengel, Y. A., Cimbala J. M., Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw-Hill, New York, 2006.

[43] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij A., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, Boca Raton, FL, 2012.

[44] Incropera, P.F., Dewitt, P. D., Bergman, L. T., Lavine, S. A. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, 2007.

[45] Holman, J. P., Experimental Methods for Engineers, New York, NY, McGraw-Hill, 2012.

[46] Çengel Y. A., Heat Transfer a Practical Approach, McGraw-Hill, New York, 2004.

[47] H. F. Sönmez,, Ağır Ticari Araçlarda Radyatör Kapasitesinin Deneysel Olarak Tayini. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2019.

[48] R. S. Vajiha, Experimental And Computational Studies of Nanofluids.. Doktora Tezi. Alaska Fairbanks Üniversitesi, Fairbanks, 2014.

[49] Anonim, <https://www.sumakpompa.com/tr/preferikal-pompalarin-kullanma-kilavuzu> (Erişim Tarihi: 28.05.2020)

[50] Anonim, <https://katalog.kaleoto.com.tr/detayli-arama?ItemNumberS=146700> (Erişim Tarihi: 28.05.2020)

## EKLER

### EK A1

Sıcaklık T [°C]	Yoğunluk $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Özgül ısı $c_p$ [J/kg°C]	Isı iletim katsayısı k [W/m°C]	Dinamik viskozite $\mu$ [kg/ms]	Kinematik viskozite $\nu = \mu/\rho$ [m <sup>2</sup> /s]	Prandtl sayısı Pr
0	999.8	4217	0.561	$1.792 \times 10^{-3}$	$1.792 \times 10^{-6}$	13.5
5	999.9	4205	0.571	$1.519 \times 10^{-3}$	$1.519 \times 10^{-6}$	11.2
10	999.7	4194	0.580	$1.307 \times 10^{-3}$	$1.307 \times 10^{-6}$	9.45
15	999.1	4186	0.589	$1.138 \times 10^{-3}$	$1.139 \times 10^{-6}$	8.09
20	998.0	4182	0.598	$1.002 \times 10^{-3}$	$1.004 \times 10^{-6}$	7.01
25	997.0	4180	0.607	$0.891 \times 10^{-3}$	$0.894 \times 10^{-6}$	6.14
30	996.0	4178	0.615	$0.798 \times 10^{-3}$	$0.801 \times 10^{-6}$	5.42
35	994.0	4178	0.623	$0.720 \times 10^{-3}$	$0.724 \times 10^{-6}$	4.83
40	992.1	4179	0.631	$0.653 \times 10^{-3}$	$0.658 \times 10^{-6}$	4.32
45	990.1	4180	0.637	$0.596 \times 10^{-3}$	$0.602 \times 10^{-6}$	3.91
50	988.1	4181	0.644	$0.547 \times 10^{-3}$	$0.554 \times 10^{-6}$	3.55
55	985.2	4183	0.649	$0.504 \times 10^{-3}$	$0.512 \times 10^{-6}$	3.25
60	983.3	4185	0.654	$0.467 \times 10^{-3}$	$0.475 \times 10^{-6}$	2.99
65	980.4	4187	0.659	$0.433 \times 10^{-3}$	$0.442 \times 10^{-6}$	2.75
70	977.5	4190	0.663	$0.404 \times 10^{-3}$	$0.413 \times 10^{-6}$	2.55
75	974.7	4193	0.667	$0.378 \times 10^{-3}$	$0.388 \times 10^{-6}$	2.38
80	971.8	4197	0.670	$0.355 \times 10^{-3}$	$0.365 \times 10^{-6}$	2.22
85	968.1	4201	0.673	$0.333 \times 10^{-3}$	$0.344 \times 10^{-6}$	2.08
90	965.3	4206	0.675	$0.315 \times 10^{-3}$	$0.326 \times 10^{-6}$	1.96
95	961.5	4212	0.677	$0.297 \times 10^{-3}$	$0.309 \times 10^{-6}$	1.85
100	957.9	4217	0.679	$0.282 \times 10^{-3}$	$0.294 \times 10^{-6}$	1.75

Şekil A.1. Suyun termofiziksel özellik tablosu [42]

EK A2

TABLE A-9							
Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. <i>T</i> , °C	Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Specific Heat $c_p$ J/kg·K	Thermal Conductivity $k$ , W/m·K	Thermal Diffusivity $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Dynamic Viscosity $\mu$ , kg/m·s	Kinematic Viscosity $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-6}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

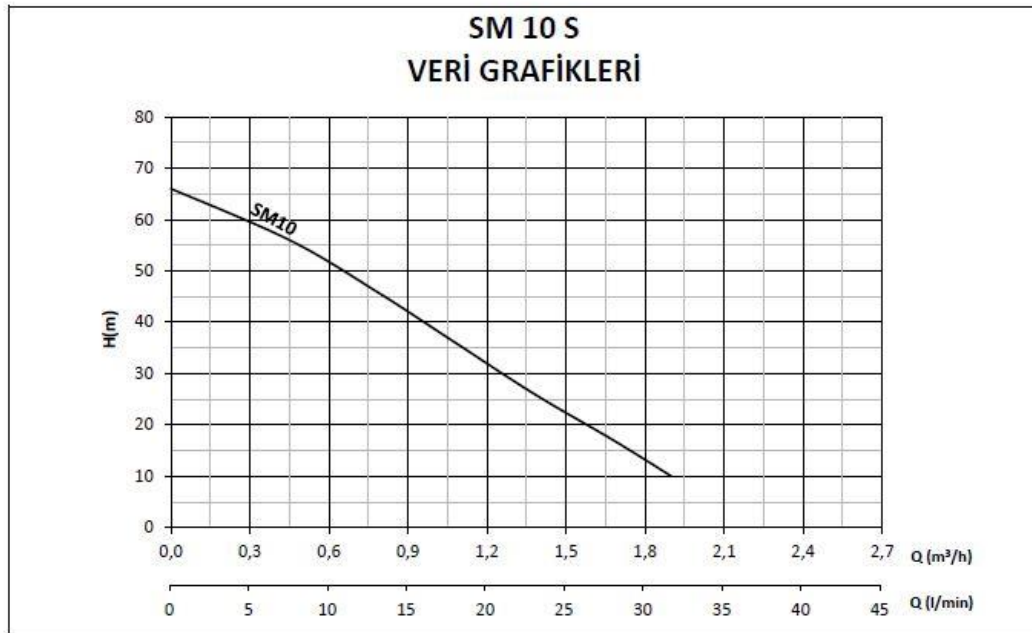
Şekil A.2. Havanın termofiziksel özellik tablosu [46]

## EK A3

Saturated Liquids								
$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$\beta \cdot 10^3$ (K <sup>-1</sup> )
Ethylene Glycol [C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (OH) <sub>2</sub> ]								
273	1130.8	2.294	6.51	57.6	242	0.933	617	0.65
280	1125.8	2.323	4.20	37.3	244	0.933	400	0.65
290	1118.8	2.368	2.47	22.1	248	0.936	236	0.65
300	1114.4	2.415	1.57	14.1	252	0.939	151	0.65
310	1103.7	2.460	1.07	9.65	255	0.939	103	0.65
320	1096.2	2.505	0.757	6.91	258	0.940	73.5	0.65
330	1089.5	2.549	0.561	5.15	260	0.936	55.0	0.65
340	1083.8	2.592	0.431	3.98	261	0.929	42.8	0.65
350	1079.0	2.637	0.342	3.17	261	0.917	34.6	0.65
360	1074.0	2.682	0.278	2.59	261	0.906	28.6	0.65
370	1066.7	2.728	0.228	2.14	262	0.900	23.7	0.65
373	1058.5	2.742	0.215	2.03	263	0.906	22.4	0.65

Şekil A.3. Etilen-Glikol termofiziksel özellik tablosu [44]

## EK B1



Şekil B.1. Deney tesisatında kullanılan santrifüj pompanın Q-H grafiği [49]

## EK B2



Ürün No: 146700	
Ürün tipi	RADYATÖR
Malzeme	AL/PL
Boyut	350X378X23.5
Araç Tipi	OTOMOBİL
Marka.	RENAULT
Araç	CLIO
Model	1.2 RL/RN/RT
Yakıt	-
Vites	WA
Motor Hacmi	1199
A/C	-
Yıl	06.90 -

Şekil B.2. Deney tesisatında kullanılan otomobil radyatörünün teknik özellikleri [50]

**EK C.1.** Kütleli debi ( $\dot{m}$ ) belirsizlik analizi hesabı

$$w_{\dot{m}} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho_{su}} w_{\rho_{su}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{m}}{\partial V} w_V \right)^2 \right]^{1/2} = [(1,6667 * 10^{-4} * 0,29412)^2 + (980,4 * 3,33 * 10^{-6})^2]^{1/2} = 3,265 * 10^{-3}$$

Yüzdece Hata=%1,9981

**EK C.2.** Esanjörden atılan ısı ( $\dot{Q}$ ) belirsizlik analizi hesabı

$$w_{\dot{Q}} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}}{\partial c_p} w_{c_p} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T} w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = [(4,187 * 9,25 * 3,265 * 10^{-3})^2 + (0,1634 * 9,25 * 0,104675)^2 + (0,1634 * 4,187 * 0,15)^2]^{1/2} = 0,22705$$

Yüzdece Hata=%3,5877

**EK C.3.** Deneysel ısı transfer katsayısı ( $h_{ort}$ ) belirsizlik analizi hesabı

$$w_{h_{ort}} = \left[ \left( \frac{\partial h_{ort}}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{ort}}{\partial A} w_A \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{ort}}{\partial \Delta T_{lm}} w_{\Delta T_{lm}} \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,22705 / (0,175929 * 28,9510))^2 + (6,3284 * 10^{-6} / (0,175929^2 * 28,9510))^2 + (-6,3284 * 0,15 / (0,175929 * 28,9510^2))^2]^{1/2} = 0,04503$$

Yüzdece Hata=%3,6241

**EK C.4.** Nusselt sayısı (Nu) belirsizlik analizi hesabı

$$w_{Nu} = \left[ \left( \frac{\partial Nu}{\partial h} w_h \right)^2 + \left( \frac{\partial Nu}{\partial d} w_d \right)^2 + \left( \frac{\partial Nu}{\partial k} w_k \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,028 * 0,04503 / (6,59 * 10^{-4}))^2 + (1,242492 * 10^{-3} / (6,59 * 10^{-4}))^2 + (-1,242492 * 0,028 * 1,318 * 10^{-5} / ((6,259 * 10^{-4})^2))^2]^{1/2} = 2,8861$$

Yüzdece Hata=%5,4669

**EK C.5.** Suyun (Akışkanın) Reynolds ( $Re_{akışkan}$ ) sayısının belirsizlik analizi hesabı

$$w_{Re_{su}} = \left[ \left( \frac{\partial Re_{su}}{\partial \rho_{su}} w_{\rho_{su}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{su}}{\partial V_{su}} w_{V_{su}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{su}}{\partial D} w_D \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{su}}{\partial \mu_{su}} w_{\mu_{su}} \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,271 * 0,028 * 0,29412 / 0,000433)^2 + (980,4 * 0,028 * 3,33 * 10^{-6} / 0,000433)^2 + (980,4 * 0,271 * 10^{-3} / 0,000433)^2 + (-980,4 * 0,271 * 0,028 * 6,4965 * 10^{-6} / 0,000433^2)^2]^{1/2} = 665,5416$$

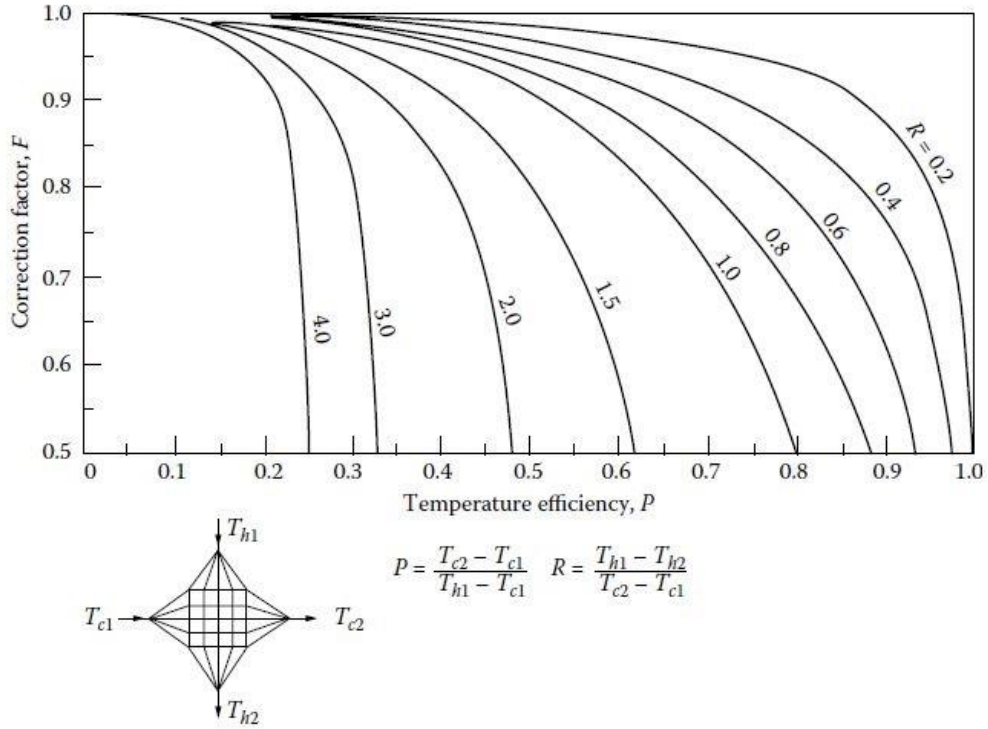
Yüzdece Hata=%3,878

**EK C.6.** Havanın Reynolds ( $Re_{hava}$ ) sayısının belirsizlik analizi hesabı

$$w_{Re_{hava}} = \left[ \left( \frac{\partial Re_{hava}}{\partial \rho_{hava}} w_{\rho_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{hava}}{\partial V_{hava}} w_{V_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{hava}}{\partial D_h} w_{D_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_{hava}}{\partial \mu_{hava}} w_{\mu_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} = [(4 * 0,3669 * 3,435 * 10^{-4} / (1,846 * 10^{-5}))^2 + (1,145 * 0,3669 * 0,16 / (1,846 * 10^{-5}))^2 + (1,145 * 4 * 10^{-3} / (1,846 * 10^{-5}))^2 + (-1,145 * 4 * 0,3669 * 2,769 * 10^{-7} / (1,846 * 10^{-5})^2)^2]^{1/2} = 3896,778$$

Yüzdece Hata=%4,28

**EK D.1.** Çapraz akışlı ve her iki akışkanın birbirine karışmadığı durumlarda LMTD düzeltme faktörü F değeri tablosu [43]



**EK D.2.** LMTD düzeltme faktörü (F) örnek hesap

%50-%50 Su-Etilen Glikol Karışımı için 4 m/s fan hızı 60°C Giriş ve 840 litre/saat debide örnek hesap yapılmıştır.

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}}$$

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}}$$

$$T_{c1} = 24,85$$

$$T_{c2} = 37,95$$

$$T_{h1} = 60,3$$

$$T_{h2} = 55,2$$

$$P = \frac{37,95 - 24,85}{60,3 - 24,85} = 0,3695$$

$$R = \frac{60,3 - 55,2}{37,95 - 24,85} = 0,3893$$

Tablo üzerinde okuma gerçekleştirildiğinde 1'e çok yakın bir değer geldiği görülmüştür, bu yüzden F=1 olarak kabul edilmiştir.

%100 Su için 2 m/s 50°C Giriş ve 1080 litre/saat debide örnek hesap yapılmıştır.

$$T_{c1} = 22,6$$

$$T_{c2} = 40,85$$

$$T_{h1} = 50,6$$

$$T_{h2} = 48,3$$

$$P = \frac{40,85 - 22,6}{50,6 - 22,6} = 0,6517$$

$$R = \frac{50,6 - 48,3}{40,85 - 22,6} = 0,1260$$

Tablo üzerinde okuma gerçekleştirildiğinde 1'e çok yakın bir değer geldiği görülmüştür, bu yüzden F=1 olarak kabul edilmiştir.

%100 EG için 1 m/s 60°C Giriş ve 1320 litre/saat debide örnek hesap yapılmıştır.

$$T_{c1} = 23,5$$

$$T_{c2} = 54,15$$

$$T_{h1} = 60,3$$

$$T_{h2} = 59$$

$$P = \frac{54,15 - 23,5}{60,3 - 23,5} = 0,8328$$

$$R = \frac{60,3 - 59}{54,15 - 23,5} = 0,0470$$

Tablo üzerinde okuma gerçekleştirildiğinde 1'e çok yakın bir değer geldiği görülmüştür, bu yüzden F=1 olarak kabul edilmiştir.

Yapılan irdelemeler neticesinde 300 adet yapılan deneyden 3 adet deney koşulu rastgele olarak alınıp Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Düzeltme Faktörü (F) hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu F değerinin 1'e çok yakın bir değer olduğu görülmüş olup, tüm deneyler için F değeri 1 kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

### **EK E1**

%75 EG 50°C 1320 litre/saat 2 m/s fan hızı örnek hesap yapılmıştır.

$$C_h = \dot{m}_c c_{ph} = 0,392 * 2,924 = 1,1462$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 0,3203 * 1,007 = 0,3225$$

$$C_c < C_h \quad 0,3225 < 1,1462$$

$$\dot{Q}_{max} = C_c (T_{1g} - T_{2g}) = 0,3225 * (50,3 - 23,95) = 8,4978$$

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{2,1779}{8,4978} = 0,2562$$

### **EK E2**

%50 EG 60°C 840 litre/saat 1 m/s fan hızı örnek hesap yapılmıştır.

$$C_h = \dot{m}_c c_{ph} = 0,2383 * 3,367 = 0,8024$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 0,1551 * 1,007 = 0,1561$$

$$C_c < C_h \quad 0,1561 < 0,8024$$

$$\dot{Q}_{max} = C_c (T_{1g} - T_{2g}) = 0,1561 * (60,3 - 22,75) = 5,8615$$

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{1,4654}{5,8615} = 0,25$$

### EK E3

%100 Su 70°C 1080 litre/saat 4 m/s fan hızı örnek hesap yapılmıştır.

$$C_h = \dot{m}_c c_{ph} = 0,29325 * 4,19 = 1,2287$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 0,6203 * 1,007 = 0,6246$$

$$C_c < C_h \quad 0,6246 < 1,2287$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_c (T_{1g} - T_{2g}) = 0,6246 * (70,5 - 27,1) = 27,10764$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{6,8193}{27,10764} = 0,251$$

### EK F1

Dittus-Boelter Eşitliği Örnek Hesap

4 m/s hava hızı, 80°C giriş, 1320 litre/saat su akışkanı

$$\text{Toplam Debi} = 3,666 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Esanjör 1 adet borusundan geçen debi} = (3,666 * 10^{-4}) / 20 = 1,833 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = V * A$$

$$1,833 * 10^{-5} = V * (\pi * (4 * 10^{-3})^2) / 4$$

$$V = 1,4586 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{974,7 * 1,4586 * 4 * 10^{-3}}{0,000378} = 15044,417$$

$$T_{\text{ortalama}} = 77,2$$

$$T_{\text{duvar}} = 68,74$$

$$77,2 > 68,74 \quad T_{\text{ortalama}} > T_{\text{duvar}} \quad n = 0,3 \text{ (soğutma)}$$

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} = 0,023 * (15044,417)^{0,8} * (2,376243)^{0,3} = 65,523$$

Bu koşullarda Dittus-Boelter denklemine göre Nusselt sayısı 65,523 çıkmıştır, deneysel olarak hesaplanan Nusselt sayısı ise 61,871'dir.